



TREBALL FINAL DE GRAU



ESCOLA
POLITÈCNICA SUPERIOR
UNIVERSITAT DE LLEIDA
INSPIRING THE FUTURE

Estudiant: Josep Maria Valero Pérez

Titulació: Grau en Enginyeria Mecànica

Títol de Treball Final de Grau: Desenvolupament i construcció de la transmissió a les rodes d'un vehicle a petita escala de múltiples eixos amb bogies

Director/a: Joan Roca Enrich

Presentació

Mes: Juny

Any: 2019

Índex

1. Objecte	4
2. Abast	6
3. Antecedents.....	7
4. Normes i referències	9
4.1. Programes utilitzats	9
4.2. Bibliografia	9
5. Definicions i abreviatures	12
6. Requisits de disseny	13
6.1. Parell i potència requerits en la roda	13
6.1.1. 1r cas: Baixa velocitat superant pendent i/o obstacles	13
6.1.2. 2n cas: Avançant a “alta” velocitat per terreny amb fricció	16
6.1.3. 3r cas: Avançant a velocitat mitja amb pendent	18
6.2. Característiques del conjunt motriu	20
7. Anàlisi de solucions	22
7.1. Anàlisi del cas d'un motor per roda.....	23
7.2. Anàlisi del cas d'un motor per bogie	29
7.3. Anàlisi del cas d'un motor per mòdul	35
7.4. Anàlisi del cas d'un motor per tot el vehicle	40
7.5. Comparació entre opcions motrius proposades.....	45
7.6. Conjunt de transmissió: Disseny i components per a la transmissió	48
7.6.1. Versió sense reductor planetari amb transmissió per una única corretja....	50
7.6.2. Versió amb reducció mitjançant planetari a partir de rodes dentades comercials de KHK gears	53
7.6.3. Versió amb reducció mitjançant planetari a partir d'un model de reductor comercial	57
7.6.4. Versió amb reducció a partir de transmissió directa per corretja	60
7.6.5 Versió amb reducció a partir de rodes dentades còniques de KHK gears ...	62
7.6.6. Versió amb reducció mitjançant rodes dentades còniques de vehicles de radio-control.....	65
7.6.7. Versió amb reducció mitjançant planetari a partir d'un model modificat d'una cargoladora Einhell	68
8. Resultats finals	84
8.1. Sistema motriu i de transmissió: Elements del disseny final	84
8.1.1. Variacions d'elements i dimensions de la transmissió del vehicle	85
8.1.2. Característiques de transmissió del vehicle	86
8.1.3. Selecció del motor i reductor del model	89
8.2. Característiques motrius i capacitats finals teòriques del vehicle.....	95

8.2.1. Cas límit de transmissió	96
8.3. Càlcul d'esforços de rodaments, eixos i arbres de transmissió.....	102
8.3.1. Arbre de transmissió d'entrada a la corretja del bogie.....	104
8.3.2. Esforços en els altres eixos	112
8.4. Càlcul experimental del rendiment del conjunt.....	115
8.5. Disseny final en 2D, 3D i construcció del conjunt	118
8.5.1. Disseny del basculant i subjecció al mòdul	119
8.5.2. Disseny en detall del bogie	129
8.5.3. Dificultats d'implementació del disseny	134
8.5.4. Procés de construcció i implementació del disseny final	136
9. Planificació	147
10. Conclusions i valoracions.....	148
11. Agraïments	149

1. Objecte

L'objectiu principal d'aquest treball parteix d'uns requeriments que ha d'acabar complint el vehicle a petita escala, on partint d'unes dades i condicions inicials, s'ha de seleccionar un model de motor comercial i desenvolupar una transmissió entre el mateix i les rodes a través d'un conjunt basculant-bogie, extensible a tots els quatre conjunts del tot terreny.

Dimensions de referència:

- Escala referència: 1:6
- Diàmetre exterior roda: 86 mm
- Amplada roda: 33 mm
- Massa total: 6 kg

Les condicions inicials es detallen posteriorment. Es parteix d'unes condicions que hauria de complir el vehicle amb el que es calcula la velocitat angular i el parell requerit en les rodes.

A partir d'aquestes dades es busca un motor comercial i es dissenya la transmissió necessària adaptada al motor. Es procurarà seleccionar elements de transmissió comercials, i els que no es puguin adaptar o no estiguin disponibles es construiran amb impressora 3D, mecanitzant o com sigui més convenient, per tal que s'adapti a les necessitats dels disseny.

Definició dels casos proposats:

1r cas: Baixa velocitat superant pendent i/o obstacles

Es proposa com a primer cas a considerar, la hipotètica condició de treball en pendent i a baixa velocitat (2 rodes traccionant).


També es considera el possible cas en que el vehicle té que realitzar un tram amb inclinació lateral en una pendent a baixa velocitat (1 roda traccionant). *Aquest cas segons els requeriments del treball no és de obligat compliment, ja que es tracta d'un cas molt excepcional.*

Condicions i valor de referència d'ambdós casos determinats:

Velocitat en escala real: 2 km/h

Angle pendent: 45°

Coeficient resistència rodadura: $p=0$

 Universitat de Lleida Escola Politècnica Superior	Desenvolupament i construcció de la transmissió a les rodes d'un vehicle a petita escala de múltiples eixos amb bogies	
	Autor: Josep Maria Valero Pérez	
	MEMÒRIA	Pàgina: 5 de 149

2n cas: Avançant a “alta” velocitat per terreny amb fricció

Es proposa com a segon cas a considerar, la hipotètica condició de treball en pla i a “alta” velocitat.

Condicions i valor de referència determinats:

Velocitat en escala real: 40 km/h

Angle pendent: 0°

Coeficient resistència rodadura: $p=0,2$

3r cas: Avançant a velocitat mitja amb pendent


Es proposa com a tercer cas a considerar, la hipotètica condició de treball en una pujada movent-se a una velocitat mitja.

Condicions i valor de referència determinats:

Velocitat en escala real: 10 km/h

Angle pendent: 30°

Coeficient resistència rodadura: $p=0$

 Universitat de Lleida Escola Politècnica Superior	Desenvolupament i construcció de la transmissió a les rodes d'un vehicle a petita escala de múltiples eixos amb bogies	
	Autor: Josep Maria Valero Pérez	
	MEMÒRIA	Pàgina: 6 de 149

2. Abast

La tasca principal d'aquest treball es l'estudi del disseny del conjunt de transmissió del vehicle per tal que compleixi amb els casos proposats en els objectius d'aquest treball. Es pretén complir amb els casos d'obligat compliment i s'intentarà complir amb el cas opcional en cas que no suposi un sobre-dimensionament excessiu del disseny.

En el disseny del vehicle s'ha acotat el disseny de diverses parts del vehicle de la següent forma:

- Bogie: es defineix com a element a dissenyar estructuralment en 3D, definint la transmissió que allotja en el màxim de detall possible (capacitat de transmissió i resistència dels elements entre altres), i arribant construint-lo com a objectiu final.
- Basculant: es defineix com a element a dissenyar estructuralment en 3D, definint la transmissió que allotja (sense arribar a implementar-lo).
- Mòdul: No es defineix ni l'estructura ni la transmissió interna. Sols es defineix l'acoblament amb el basculant, sense definir la resta de la peça.
- Conjunt motriu: S'estudien els elements necessaris pel disseny sense arribar a implementar-lo.

3. Antecedents

El treball s'emmarca dins d'un projecte en desenvolupament, dut a terme pel SEMB (Sustainable Energy, Machinery and Buildings), un grup de recerca de la UdL.

El projecte es centra en el desenvolupament d'un vehicle tot terreny de 8 rodes. Com a concepte general, el tot terreny constaria de dos mòduls, amb una unió bi-articulada entre elles, amb dos rodes per costat en cada mòdul. Cada costat de la mateixa tindrà un únic conjunt de suspensió individual per cada conjunt de 2 rodes, resultant dos conjunts per mòdul. Cada conjunt estarà format per un bogie, la qual subjectarà les 2 rodes, i un basculant, el qual unirà el bogie al mòdul del vehicle.

L'objectiu de cada conjunt de suspensió del vehicle és millorar les característiques tot terreny del vehicle, tenint la opció d'elevat independentment cada conjunt de rodes, podent tenir 6 rodes en contacte amb el terreny i 2 elevades, per exemple, per superar un obstacle en el terreny.

El conjunt de suspensió partiria d'una articulació que únicament permeti la revolució del basculant de la suspensió. Al basculant se l'hi uniria una molla unida al mòdul principal del vehicle permetent una variació de l'altura de les rodes respecte l'estructura del vehicle.

El conjunt de transmissió motriu a les rodes i el número de motors requerits és un aspecte a determinar en aquest treball.

Per tenir una primera referència de l'objectiu del vehicle es va facilitar un primer prototip sense transmissió, mostrat en la Figura 1 i en la Figura 2. Les dimensions d'aquest primer prototip no representen cap referència en el model actual, sols compleix amb la funció de mostrar la versatilitat del disseny.

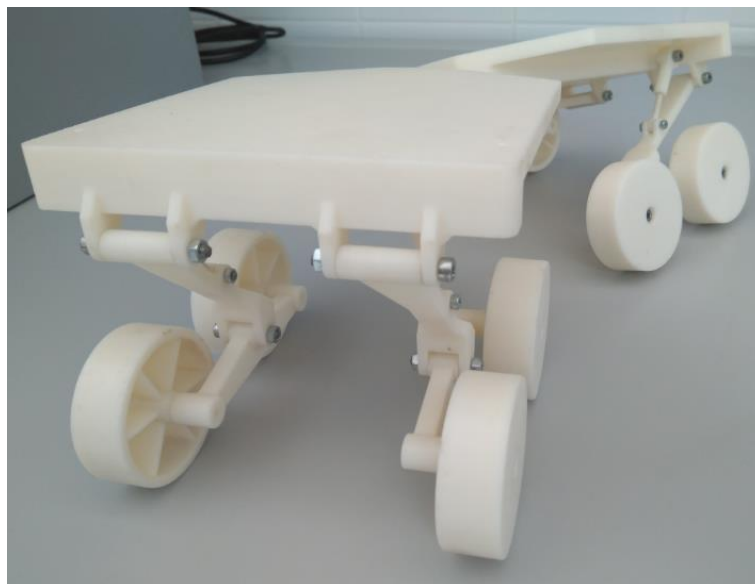


Figura 1: Imatge frontal del vehicle sense transmissió, fabricat amb impressió 3D

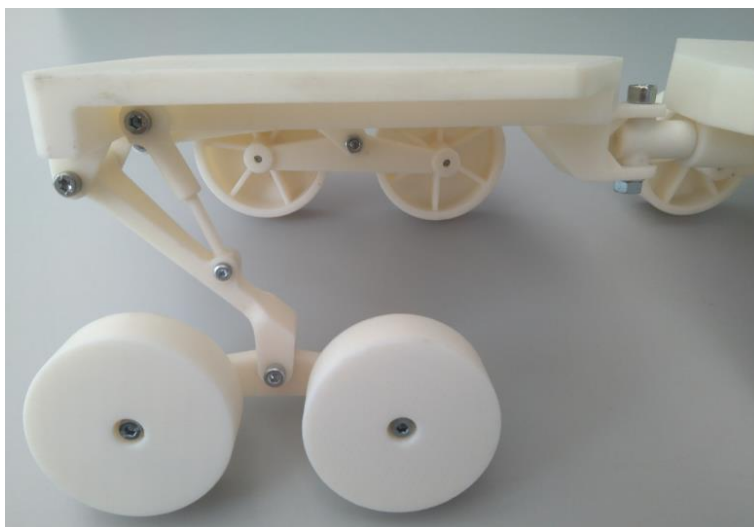
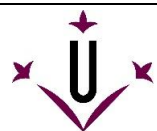



Figura 2: Imatge lateral del vehicle sense transmissió, fabricat amb impressió 3D

 Universitat de Lleida Escola Politècnica Superior	Desenvolupament i construcció de la transmissió a les rodes d'un vehicle a petita escala de múltiples eixos amb bogies	
	Autor: Josep Maria Valero Pérez	
	MEMÒRIA	Pàgina: 9 de 149

4. Normes i referències

4.1. Programes utilitzats

Redacció de la documentació: Microsoft Word

Càlculs: Microsoft Excel

Disseny 2D: PTC Creo 5.0 (plànols) i Autocad 2019 (gràfics de forces).

Disseny 3D: PTC Creo 3.0 i 5.0 (canvi per caducitat de llicència a mig desenvolupament del projecte).

Impressió 3D: BCN3D Cura 2.1.4 i Ultimaker Cura 3.6

4.2. Bibliografia

Elements dunkenmotoren

Motors esmentats

- Detalls del motor G 30.0S, 12V:

<https://www.dunkermotoren.com/en/products/brushed-dc-motors/detail/8862009060/>

- Detalls del motor G 30.1, 24V:

<https://www.dunkermotoren.com/en/products/brushed-dc-motors/detail/8861506200/>

- Detalls del motor GR 42x40, 12V:

<https://www.dunkermotoren.com/en/products/brushed-dc-motors/detail/8842702004/>

- Detalls del motor GR 42x25 12V:

<https://www.dunkermotoren.com/en/products/brushed-dc-motors/detail/8842701003/>

- Detalls del motor GR 53x30 12V:

<https://www.dunkermotoren.com/en/products/brushed-dc-motors/detail/8843701041/>

- Detalls del motor GR 63x25 12V:

<https://www.dunkermotoren.com/en/products/brushed-dc-motors/detail/8844201220/>


- Detalls del motor GR 63x55 12V:

<https://www.dunkermotoren.com/en/products/brushed-dc-motors/detail/8844201157/>

Desmultiplicadors esmentats

- Detalls del desmultiplicador PLG 32, 50:1

<https://www.dunkermotoren.com/en/products/gearboxes/detail/8885602008/>

 Universitat de Lleida Escola Politècnica Superior	Desenvolupament i construcció de la transmissió a les rodes d'un vehicle a petita escala de múltiples eixos amb bogies	
	Autor: Josep Maria Valero Pérez	
	MEMÒRIA	Pàgina: 10 de 149

- Detalls del desmultiplicador PLG 32, 8:1

<https://www.dunkermotoren.com/en/products/gearboxes/detail/8885602002/>

- Detalls del desmultiplicador SG 45, 10:1

<https://www.dunkermotoren.com/en/products/gearboxes/detail/8884101002/>

- Detalls del desmultiplicador SG 63, 46:1

<https://www.dunkermotoren.com/en/products/gearboxes/detail/8884304004/>

- Detalls del desmultiplicador PLG 42S, 32:1

<https://www.dunkermotoren.com/en/products/gearboxes/detail/8885901812/>

- Detalls del desmultiplicador PLG 42S, 8:1

<https://www.dunkermotoren.com/en/products/gearboxes/detail/8885901802/>

- Detalls del desmultiplicador PLG 60, 7:1

<https://www.dunkermotoren.com/en/products/gearboxes/detail/8886001002/>

- Detalls del desmultiplicador PLG 60, 21:1

<https://www.dunkermotoren.com/en/products/gearboxes/detail/8886001052/>

- Detalls del desmultiplicador PLG 52H, 20.25:1

<https://www.dunkermotoren.com/en/products/gearboxes/detail/8885302010/>

- Detalls del desmultiplicador PLG 52 (6.25:1, 28.12:1)

https://www.dunkermotoren.com/uploads/tx_products/downloads/MKS/plg-52-8885103001.pdf

Cost conjunt motriu

- Proveedor


<https://www.elmeq.es/catalogo?idpartner=Dunkermotoren>

- Motor GR63x55 24V

<https://www.elmeq.es/motores-electricos/corriente-continua/dc-corriente-continua-motores/gr63x55-1047>

- Reductor PLG52

<https://www.elmeq.es/reductores-velocidad/planetarios/plg-reductor-planetario-reductores/plg52-1506>

 Universitat de Lleida Escola Politècnica Superior	Desenvolupament i construcció de la transmissió a les rodes d'un vehicle a petita escala de múltiples eixos amb bogies	
	Autor: Josep Maria Valero Pérez	
	MEMÒRIA	Pàgina: 11 de 149

Elements de transmissió

Rodaments

- 3x8x4

<https://www.skf.com/es/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/index.html?designation=W%20639/3-2Z&unit=metricUnit>

- 4x9x4

<https://www.skf.com/es/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/index.html?designation=W%20638/4%20R-2Z&unit=metricUnit>

- 5x11x5

<https://www.skf.com/es/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/index.html?designation=W%20638/5-2Z&unit=metricUnit>

- 8x12x3.5

<https://www.skf.com/es/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/index.html?designation=W%20637/8-2Z&unit=metricUnit>

- 17x26x5


<https://www.skf.com/es/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/index.html?designation=61803-2RZ&unit=metricUnit>

Suport de fricció IGUS

<https://www.igus.com/product/72>

Cargoladora Einhell utilitzada pel reductor planetari

https://www.amazon.es/Einhell-TC-SD-Atornillador-litio-Li/dp/B00YPDNIJ0G/ref=sr_1_fkmr0_1?_mk_es_ES=%C3%85M%C3%85%C5%BD%C3%95%C3%91&keywords=Einhell+Atornillador+Litio+Tc-Sd+3%2C6+Li&qid=1557574799&s=gateway&sr=8-1-fkmr0

 Universitat de Lleida Escola Politècnica Superior	Desenvolupament i construcció de la transmissió a les rodes d'un vehicle a petita escala de múltiples eixos amb bogies	
	Autor: Josep Maria Valero Pérez	
	MEMÒRIA	Pàgina: 12 de 149

5. Definicions i abreviatures

Nomenclatura de les rodes

Es nomena a les rodes del conjunt davanter com Front (F) i les posteriors com Rear (R), i per diferenciar-les en les bogies, se les ordenarà com 1 la davantera del bogie, i 2 la posterior.

Nomenclatura dels casos objectiu

C1a - Cas 1 d'alta pendent a baixa velocitat amb distribució igual de potència entre les dos rodes R2.

C1b – Cas 1 d'alta pendent a baixa velocitat amb requeriment en una única roda R2.

C2 - Cas 2 d'alta velocitat en pla

C3 – Cas 3 de pendent mitjana a velocitat mitjana

Nomenclatura de rodaments

La nomenclatura dels rodaments és dxDxB (segons nomenclatura d'INA-FAG, fabricant del que s'obtenen els valors de referència), essent “d” diàmetre interior, “D” diàmetre exterior i “B” gruix.

6. Requisits de disseny

Per un funcionament òptim del prototip es requereix l'estudi en 3 apartats relacionats entre si:

- Parell i potència requerits en la roda, partint dels casos de funcionament possibles detallats prèviament.
- Característiques del conjunt motriu, on s'estudia el nombre de motors en el vehicle, havent les possibilitats següents:
 - o 1 motor per roda.
 - o 1 motor per bogie.
 - o 1 motor per mòdul.
 - o 1 motor per tot el vehicle.
- Motor i transmissió necessaris per complir els dos apartats previs, permetent complir amb els casos de funcionament proposats amb el nombre de motors òptim. Aquest requeriment s'estudiarà al llarg de la proposta de solucions.

6.1. Parell i potència requerits en la roda

S'han determinat 3 condicions de funcionament com a objectius del treball amb uns valors determinats els quals s'han definit prèviament. S'analitza cas per cas es aquest apartat.

6.1.1. 1r cas: Baixa velocitat superant pendent i/o obstacles

Es proposa com a primer cas a considerar, la hipotètica condició de treball en pendent i a baixa velocitat. En un cas de tanta pendent, es suposa que tot el pes del vehicle recau en les rodes posteriors, i també, que tota la tracció recau en les mateixes. També es considera el possible cas en que el vehicle té que realitzar un tram amb inclinació lateral en una pendent màxima del mateix angle, ja que en tal cas tota la tracció del vehicle podria arribar a recaure completament en una sola roda. Aquest cas segons els requeriments del treball no és de obligat compliment, ja que es tracta d'un cas molt excepcional i requerirà d'un dimensionament més gran dels elements de transmissió.

Cas de repartiment de la tracció en les dos rodes R2, en el cas de pujada a baixa velocitat (Cas C1a i C1b). En la Figura 3 es mostra de forma general el cas actual.

Condicions i valor de referència determinats:

Velocitat en escala real: 2 km/h

Velocitat en escala del vehicle: 0,33 km/h = 92,6 mm/s

Angle pendent: 45°

Coeficient resistència rodadura: $\mu=0$

Valor gravetat simplificat: 10 m/s²

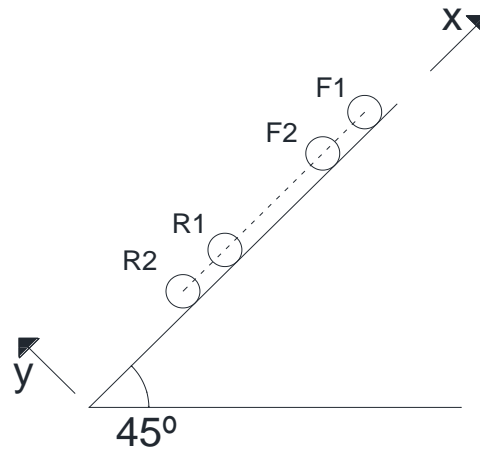
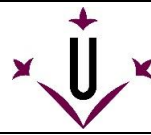


Figura 3: Gràfic de la primera condició proposada

Per a poder obtenir uns valors de tracció i velocitat angular requerits per a aquest cas, es realitza la anàlisi de forces, detallant posteriorment com afecta en el cas en que tota la tracció recau en les dos rodes R2 (Cas C1a) i posteriorment en el que recau en una sola roda R2 (Cas C1b).

Càlcul de forces en una roda del vehicle, mostrat en la Figura 4:

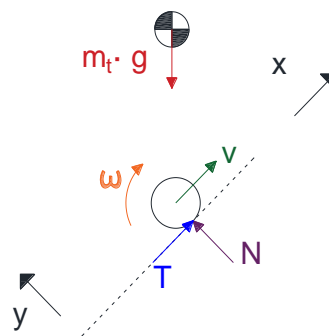
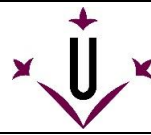


Figura 4: Anàlisi de forces per la primera condició

$$\sum F_x = 0 ; T_{R2} = m_t \cdot g \cdot \sin 45^\circ = 6 \text{ kg} \cdot 10 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \sin 45^\circ = 42,4 \text{ N}$$

$$\omega = \frac{v}{r_r} = \frac{92,6 \text{ mm/s}}{43 \text{ mm}} = 2,15 \text{ rad/s}$$



Cas de repartiment igual de tracció entre les dos rodes R2 (mostrat en la Figura 5):

Parell requerit i potència requerida en la roda:

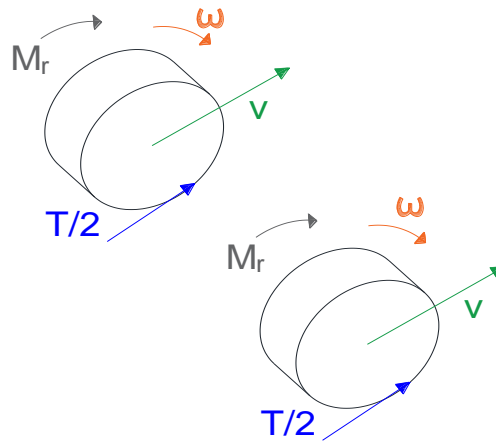


Figura 5: Anàlisi del moment requerit en el cas de repartiment de la tracció igual entre les dos rodes

$$M_r = \frac{T_{R2}}{2} \cdot r_r = \frac{42,4 \text{ N}}{2} \cdot 43 \text{ mm} = 912 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$P_r = M_r \cdot \omega = 912 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot 2,15 \text{ rad/s} = 1961 \text{ mW} = 1,96 \text{ W}$$

Cas límit de repartiment en una sola roda de R2 (mostrat en la Figura 6):

Parell requerit i potència requerida en la roda

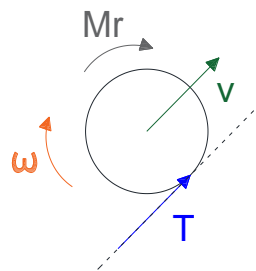


Figura 6: Anàlisi del moment requerit en el cas de repartiment de la tracció en una sola roda R2

$$M_r = T_{R2} \cdot r_r = 42,4 \text{ N} \cdot 43 \text{ mm} = 1824 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$P_r = M_r \cdot \omega = 1824 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot 2,15 \text{ rad/s} = 3922 \text{ mW} = 3,92 \text{ W}$$

6.1.2. 2n cas: Avançant a “alta” velocitat per terreny amb fricció

Es proposa com a segon cas a considerar, la hipotètica condició de treball en pla i a “alta” velocitat (Cas C2). En la Figura 7 es mostra de forma general el cas actual. S'estudia que el motor pugui tenir una major velocitat inclús amb terrenys de molta fricció.

Condicions i valor de referència determinats:

Velocitat en escala real: 40 km/h

Velocitat en escala del vehicle: 6,66 km/h = 1852 mm/s

Angle pendent: 0°

Coefficient resistència rodadura: $\rho=0,2$

Valor gravetat simplificat: 10 m/s²



Figura 7: Gràfic de la segona condició proposada

Es suposa que la tracció i el pes es repeteixen de forma igual entre totes les rodes. S'analitza el diagrama de forces d'una roda suposant un pes aplicat d'una vuitena part del total, mostrat en la Figura 8.

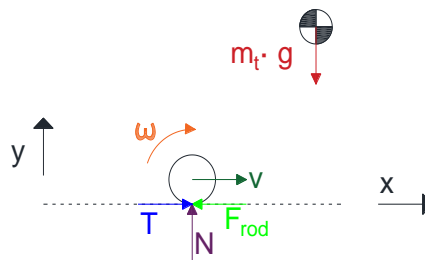


Figura 8: Anàlisi de forces per la segona condició

$$\sum F_y = 0; N_i = m_t \cdot g \cdot \frac{1}{8} = 6 \text{ kg} \cdot 10 \text{ m/s}^2 \cdot \frac{1}{8} = 7,5 \text{ N}$$

$$F_{rod} = \rho \cdot N = 0,2 \cdot 7,5 \text{ N} = 1,5 \text{ N}$$

$$\sum F_x = 0; T = F_{rod} = 1,5 \text{ N}$$

$$\omega = \frac{v}{r_r} = \frac{1852 \text{ mm/s}}{43 \text{ mm}} = 43 \text{ rad/s}$$

Parell requerit i potència requerida en cada roda (anàlisi mostrat en la Figura 9):

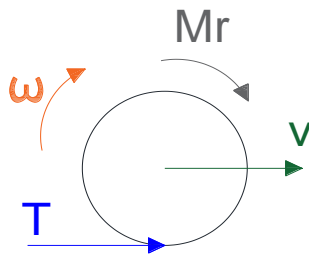


Figura 9: Anàlisi del moment requerit en la roda

$$M_r = T \cdot r_r = 1,5 \text{ N} \cdot 43 \text{ mm} = 64,5 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$P_r = M_r \cdot \omega = 64,5 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot 43 \text{ rad/s} = 2773,5 \text{ mW} = 2,77 \text{ W}$$

6.1.3. 3r cas: Avançant a velocitat mitja amb pendent

Es proposa com a tercer cas a considerar, la hipotètica condició de treball en una pujada movent-se a una velocitat mitja (Cas C3). Es mostra el cas actual de forma general en la Figura 10. S'estudia que el motor pugui subministrar una velocitat de recorregut acceptable amb condicions de pendent alta.

Condicions i valor de referència determinats:

Velocitat en escala real: 10 km/h

Velocitat en escala del vehicle: 1,66 km/h = 462 mm/s

Angle pendent: 30°

Coeficient resistència rodadura: $p=0$

Valor gravetat simplificat: 10 m/s²

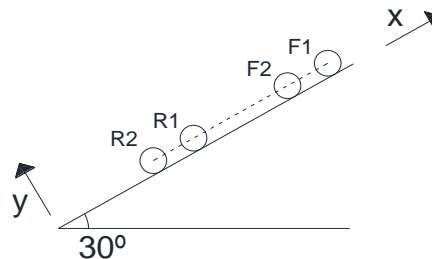


Figura 10: Gràfic de la tercera condició proposada

Degut a la inclinació, es suposa que tot el pes recau en el mòdul posterior i que tota la tracció recau de forma equitativa entre les rodes R1 i R2.

Càlcul de força de tracció necessària en cada roda, suposant un repartiment equitatiu del pes i de la tracció entre les 4 rodes posteriors, mostrat en la Figura 11.

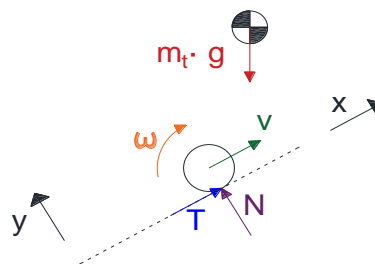


Figura 11: Anàlisi de forces per a la tercera condició

$$\sum F_x = 0 ; T_{R2} = \frac{m_t}{4} \cdot g \cdot \sin 30^\circ = \frac{6 \text{ kg}}{4} \cdot 10 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \sin 30^\circ = 7,5 \text{ N}$$

$$\omega = \frac{v}{r_r} = \frac{462 \text{ mm/s}}{43 \text{ mm}} = 10,7 \text{ rad/s}$$

Càlcul de parell i potència requerits en cada roda, (anàlisi mostrat en la Figura 12):

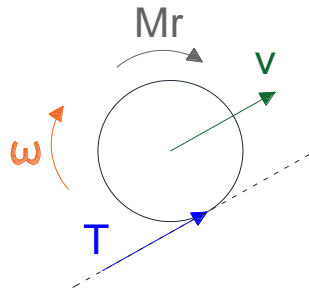


Figura 12: Anàlisi del moment requerit a la roda

$$M_r = T \cdot r_r = 7,5 \text{ N} \cdot 43 \text{ mm} = 322,5 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$P_r = M_r \cdot \omega = 322,5 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot 10,7 \text{ rad/s} = 3450,75 \text{ mW} = 3,45 \text{ W}$$

6.2. Característiques del conjunt motriu

Un dels objectius del treball és l'estudi del número de motors òptim pel sistema. Les opcions possibles són 1, 2, 4 o 8 motors, o el que és el mateix, un motor per tot el vehicle, un per cada mòdul, un per cada bogie o un per cada roda. Posteriorment s'estudiarà cada cas individualment.

Una de les consideracions del treball és suposar unes pèrdues del conjunt de transmissió i motor d'un 25% respecte el cas ideal per tenir una aproximació més acurada a la realitat.

Es considera que a la sortida del motor es tindrà una transmissió de 2 marxes, una amb molta desmultiplicació per casos de alta tracció i baixa velocitat, i una altra amb menys desmultiplicació per casos de major velocitat.

El procediment d'estudi partirà d'una potència nominal del motor superior a la potència màxima requerida en cada cas per un motor. Un cop trobat un motor que compleixi el requeriment, es proposa una relació de transmissió que compleixi amb cada situació desfavorable possible.

Degut a les dues úniques marxes, es requerirà d'un motor de potència molt més elevada de la requerida màxima, ja que haurà d'adaptar-se sols amb dos relacions de transmissió als 4 casos desfavorables a diferents parells i velocitats angulars, ja que s'analitza també el cas C1b per si en el disseny final es pot incloure una transmissió que pugui transmetre el parell i la potència del cas límit esmentat. En cas que el disseny final no sigui capaç de transmetre els requeriments de tal cas, es refaran els apartats necessaris per l'òptim funcionament del disseny, ja sigui el motor o la transmissió, com a exemple.

Opcions proposades

1 motor per roda. En la Figura 13 es mostra un esquema simplificat de la transmissió entre el motor i la roda a la que transmetrà potència.

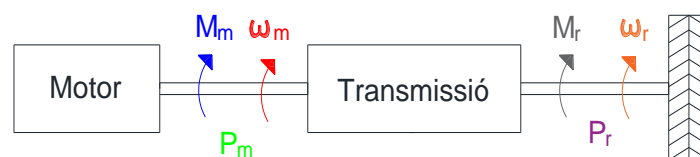


Figura 13: Esquema de transmissió del cas d'un motor per cada roda

1 motor per bogie. En la Figura 14 es mostra un esquema simplificat de la transmissió entre el motor i les dos rodes a les que transmetrà potència.

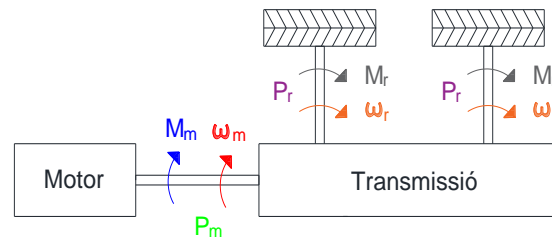


Figura 14: Esquema de transmissió pel cas d'un motor per cada 2 rodes d'un bogie

1 motor per mòdul. En la Figura 15 es mostra un esquema simplificat de la transmissió entre el motor i les quatre rodes a les que transmetrà potència.

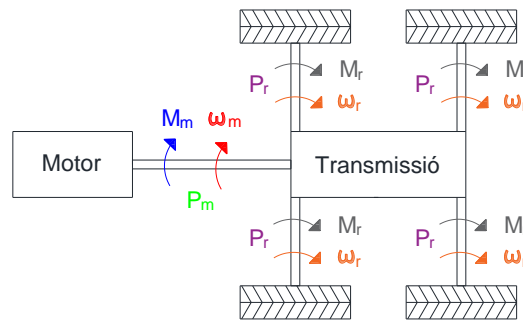


Figura 15: Esquema de transmissió pel cas d'un motor per cada 4 rodes

1 motor per tot el vehicle. En la Figura 16 es mostra un esquema simplificat de la transmissió entre el motor i totes les rodes del vehicle.

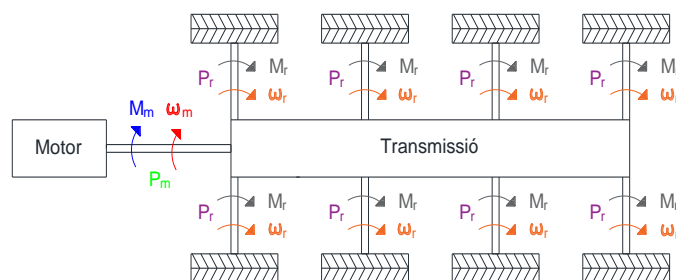


Figura 16: Esquema de transmissió pel cas d'un motor per tot el vehicle

7. Anàlisi de solucions

L'anàlisi de solucions dels requeriments proposats anteriorment es realitzarà en l'ordre següent:

- Anàlisi cas per cas de cada opció motriu proposada anteriorment (1 motor per roda, 1 per vehicle, 1 per mòdul o 1 per tot el vehicle) on s'estudia:
 - o Requeriments de parell i potència per cada cas de funcionament proposat.
 - o Proposta de motors comercials elèctrics que puguin complir amb dos relacions de transmissió proposades amb tots els casos possibles. L'objectiu és definir un motor que es pugui adaptar bé als casos de funcionament proposats. Cerca d'una transmissió que s'adapti al motor sense sacrificar cap cas de funcionament.
- Anàlisi comparatiu entre les 4 opcions motrius proposades per descartar el màxim d'opcions que en primer moment ja mostrin aspectes desfavorables respecte altres opcions.
- Estudi d'un disseny que s'adapti als requeriments definit prèviament, permetent la transmissió de parell i potència necessaris entre el motor i la transmissió.

Aspectes a considerar en aquest apartat:

- Es triaran tots els motors i posteriors reduccions del mateix fabricant, per tenir una comparativa més acurada. El fabricant triat per a aquest anàlisi és "dunkenmotoren", el qual detalla en els fulls d'especificacions tots els valors necessaris per a aquests anàlisis.
- Tal com s'ha proposat anteriorment, es considera un rendiment del 25% com a referència. Un cop definit el disseny final es tornarà a calcular de forma més concreta aquest rendiment amb els valors disponibles.

7.1. Anàlisi del cas d'un motor per roda

Anàlisi de requeriments

Requeriment per cada cas:

- C1a: Una roda R2 ha de ser capaç de traccionar 0,912 N·m a 2,15 rad/s, suposant una potència de 1,96W.
- C1b: Una roda R2 ha de ser capaç de traccionar per si sola tot el vehicle, suposant un parell de 1,824 N·m a 2,15 rad/s, una potència de 3,92W en la mateixa.
- C2: Qualsevol roda ha de ser capaç de traccionar a un parell de 0,0645 N·m a 43 rad/s, suposant una potència per cada roda de 2,77 W.
- C3: Qualsevol roda R1 o R2 ha de ser capaç de traccionar a un parell de 0,3225 N·m a 10,7 rad/s, suposant una potència de 3,45 W per cada roda

Els valors màxims obtinguts per cada cas queden resumits en la Taula 1 i representats en la Figura 17.

Taula 1: Resum de potències màximes requerides en cada situació en el cas d'un motor per roda

	C1a	C1b	C2	C3
P roda (W)	1,96	3,92	2,77	3,45
M roda (Nm)	0,912	1,824	0,0645	0,3225
ω roda (rad/s)	2,15	2,15	43	10,7

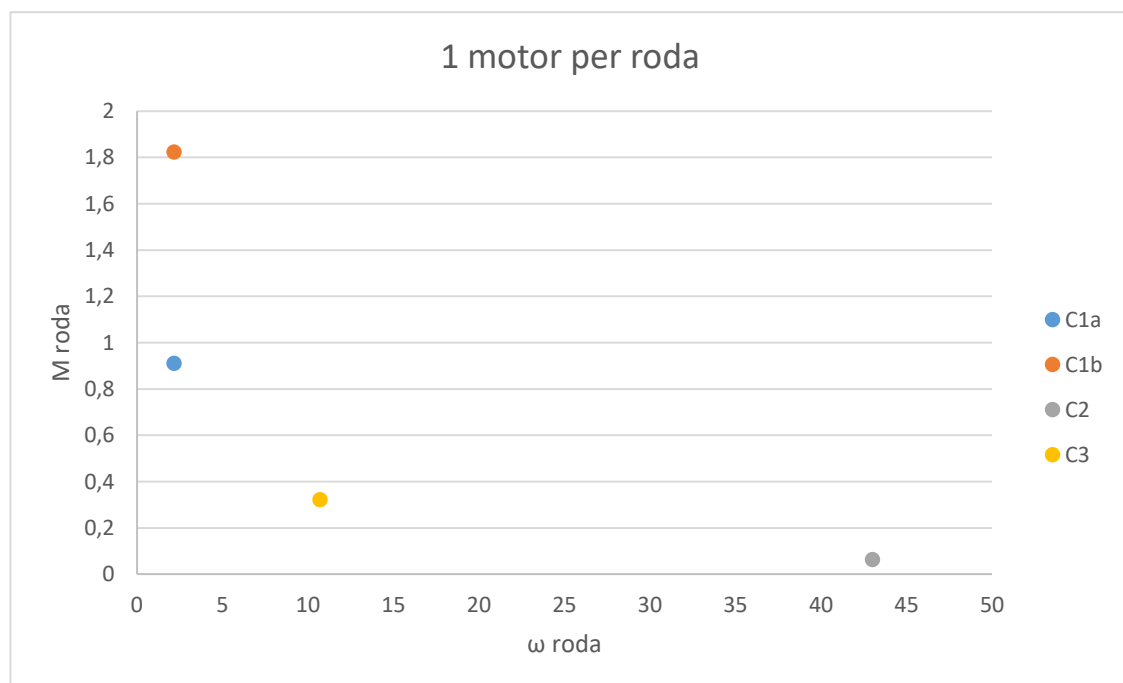


Figura 17: Gràfic de parell i velocitats pel cas d'un motor per roda

Propostes de motors possibles

A la Taula 2 es proposen uns motors, cada qual més potent que el anterior en cas que no compleixi amb dos relacions de transmissió tots els casos possibles. Es proposen 2 relacions de transmissió per cada motor, provant que compleixi amb tots els casos desfavorables possibles. Es representa en Figura 18, Figura 19, Figura 20 i Figura 21. L'anàlisi de cada motor es fa previ a la figura del mateix.

Taula 2: Motors proposats pel cas d'un motor per roda

Motor	G 30,1 24V	G 30,0S 12V	GR 42x25 12V	GR 42x40 12V
P_{nominal} (W)	6,1	9,7	14,1	20,8
$P_{\text{màxima}}$ (W)	7,7	13	21,6	38
$P_{\text{útil}} (\eta=0.75)$ (W)	4,58	7,28	10,58	15,60
M_{nominal} (Nm)	0,017	0,037	0,039	0,053
$M_{\text{útil}} (\eta=0.75)$ (Nm)	0,01	0,03	0,03	0,04
ω_{nominal} (rad/s)	355,9	261,8	361,3	392,7
ω_o (rad/s)	507,6	340,3	455,5	476,5
$I_{\text{marxa lenta}}$	150	70	70	48
$\omega_{\text{marxa lenta}}$ (rad/s)	2,37	3,74	5,16	8,18
$M_{\text{marxa lenta}}$ (Nm)	1,9	1,9	2,0	1,9
$I_{\text{marxa ràpida}}$	8	6	8	9
$\omega_{\text{marxa ràpida}}$ (rad/s)	44,5	43,6	45,2	43,6
$M_{\text{marxa ràpida}}$ (Nm)	0,10	0,17	0,23	0,36

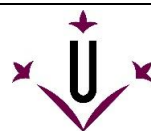
Opció 1: Motor G 30.1, 24V. Aquesta opció té una potència útil d'un 117% respecte la màxima requerida. Com es pot veure en el gràfic (Figura 18), amb la potència del motor no es pot cobrir amb el cas C3. Aquesta opció es descarta.

Opció 2: Motor G 30.0S, 12V. La potència útil d'aquest motor és d'un 186% respecte la màxima requerida. Igual que en el cas anterior, no cobreix el cas C3, tal com es veu a la Figura 19. També es descarta aquesta opció.

Opció 3: Motor GR 42x25, 12V. La potència útil d'aquest motor és d'un 270% respecte la màxima requerida. En aquest cas, tal com es veu a la Figura 20, tampoc cobreix el cas C3. També es descarta aquesta opció.

Opció 4: Motor GR 42x40, 12V. La potència útil d'aquest motor és d'un 400% respecte la màxima requerida. En aquest cas, tal com es veu a la Figura 21 pot cobrir tots els casos, deixant el cas C1a i el C1b per la marxa lenta, i el cas C2 i C3 per la marxa ràpida. Alhora, aquest motor permet marge per casos diferents als proposats, podent ser més desfavorables requerint més parell o més velocitat, sobretot quan es requereixi la marxa lenta, la marxa ràpida està una mica més limitada.

Alhora, comparant la Taula 1 i la Taula 2 es pot veure numèricament amb quins motors es compleixen els moments i les velocitats angulars de cada cas desfavorable.



Amb la marxa lenta el motor dona un parell de 1,91 N·m a 8,2 rad/s, superiors al 0,912 N·m requerits pel C1a i els 1,824 requerits pel C1b, ambdós a 2,15 rad/s. En canvi, amb la marxa ràpida, el motor dona un parell de 0,36 N·m a 43,6 rad/s, superiors al cas C2 on es requereix 0,0645 N·m a 43 rad/s i el cas C3 on es requereix 0,3225 N·m a 10,7 rad/s.

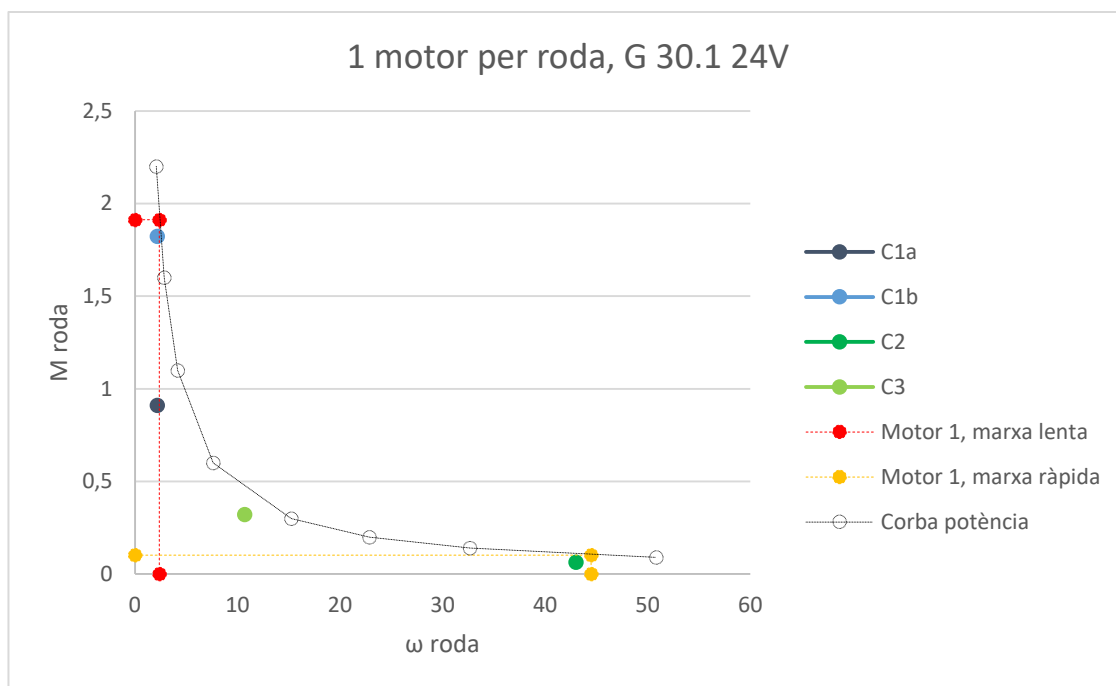


Figura 18: Gràfic del motor G 30.1, 24V pel cas d'un motor per roda

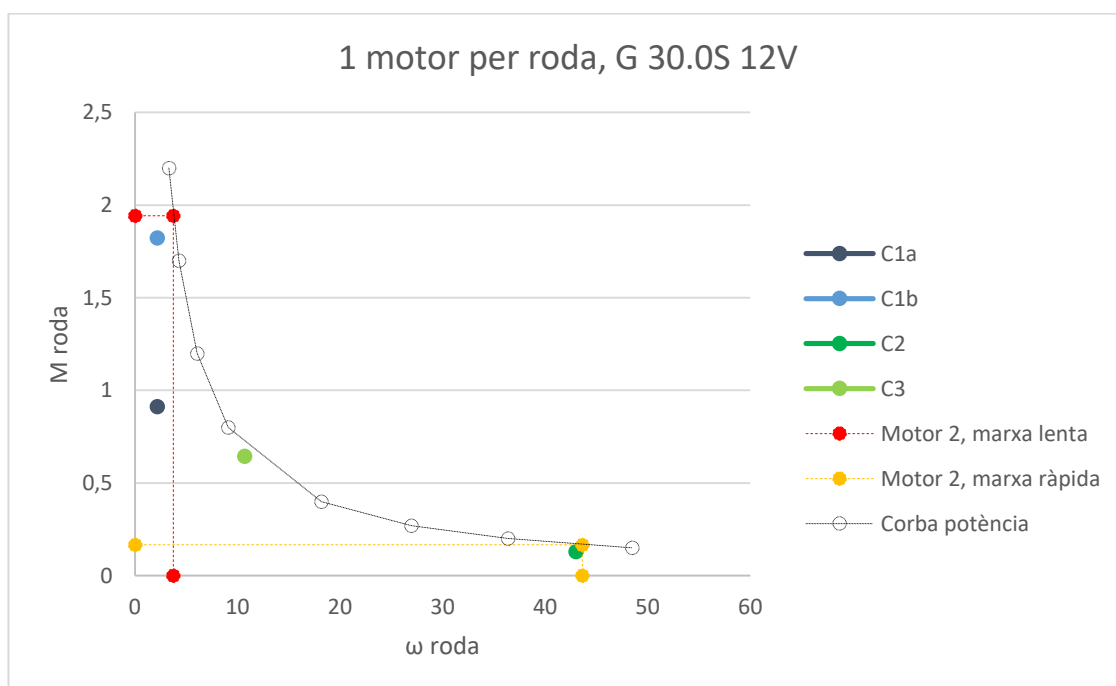


Figura 19: Gràfic del motor G 30.0S, 12V pel cas d'un motor per roda

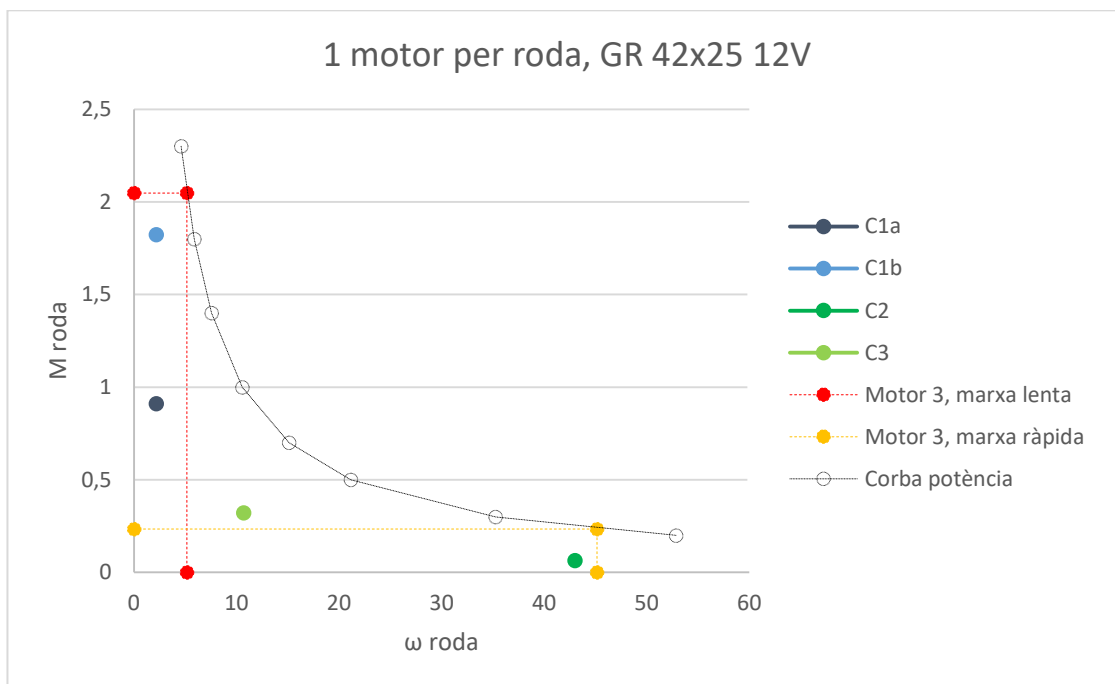
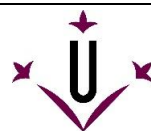


Figura 20: Gràfic del motor GR 42x25, 12V pel cas d'un motor per roda

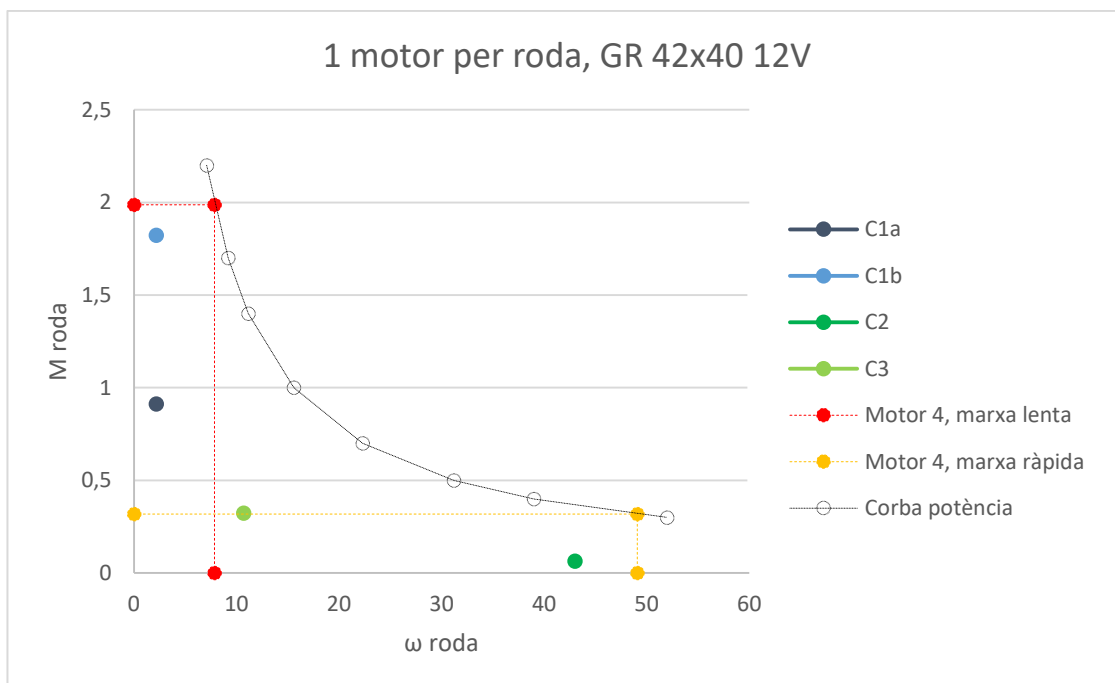


Figura 21: Gràfic del motor GR 42x40, 12V pel cas d'un motor per roda

Anàlisi de relacions de transmissió possibles

En aquesta configuració sols es requereix el reductor de marxa ràpida i lenta entre el motor i la roda, representat en la Figura 22.

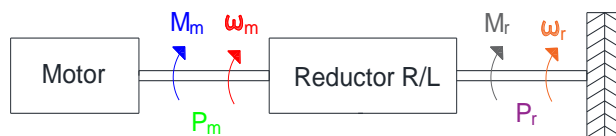


Figura 22: Elements de transmissió pel cas d'un motor per roda

Per a aquest motor segons les característiques del fabricant permet l'adhesió de 6 models per relacions de transmissió. La relació definida prèviament resultava en una desmultiplicació de 48 per la marxa lenta i de 9 per la marxa ràpida. Dins dels models definits es dona la opció de relacions de desmultiplicació similars a la marxa lenta de 50 (model PLG 32) o 46 (model SG 62) i similars a la marxa ràpida de 8 (model PLG 32) o 10 (model SG 45). Els models PLG 32 donen un rendiment entre el 81% (marxa lenta) i el 90% (marxa ràpida). El model SG 62 dona un rendiment del 40% i el model SG 45 dona un rendiment del 69%.

Degut al millor rendiment del model PLG 32 en ambdós casos, s'estudia aquesta opció. Es varia les relacions de desmultiplicació i es comprova amb els nous valors si segueix sent viable aquesta opció. L'altra opció es descarta degut a que les pèrdues en la transmissió serien notablement superiors i amb el motor proposat no es podrien desenvolupar correctament els casos proposats.

Amb la marxa lenta el motor cobria els casos C1a (0,912 N·m a 2,15 rad/s) i C1b (1,824 N·m a 2,15 rad/s). Amb la marxa lenta cobria el cas C2 (0,0645 N·m a 43 rad/s) i C3 (0,3225 N·m a 10,7 rad/s). Comparant amb la Taula 3 es pot comprovar que no pot cobrir el parell requerit del cas C3 ja que no dona marge d'error a possibles casos que a la mateixa velocitat requereixi un parell superior. Gràficament es representa en la Taula 21.

Taula 3: Nous valors de desmultiplicació pel cas d'un motor per roda

Motor	GR 42x40 12V
$I_{\text{marxa lenta}}$	50
$\omega_{\text{marxa lenta}} \text{ (rad/s)}$	7,85
$M_{\text{marxa lenta}} \text{ (Nm)}$	1,99
$I_{\text{marxa ràpida}}$	8
$\omega_{\text{marxa ràpida}} \text{ (rad/s)}$	49,09
$M_{\text{marxa ràpida}} \text{ (Nm)}$	0,32

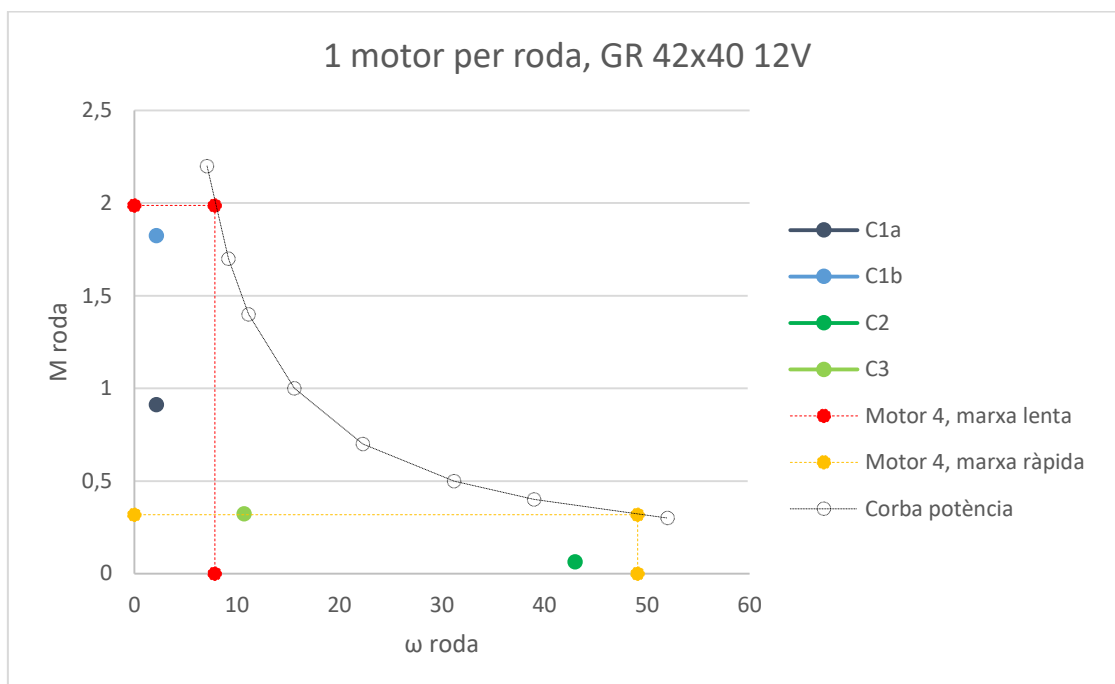
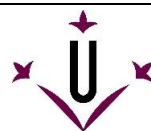


Figura 23: Gràfic del motor GR 42x40, 12V pel cas d'un motor per roda amb la nova relació de transmissió

7.2. Anàlisi del cas d'un motor per bogie

Anàlisi de requeriments

Requeriment per cada cas:

- C1a: Una roda R2 ha de ser capaç de traccionar 0,912 N·m a 2,15 rad/s, suposant una potència de 1.96W, l'altra roda no tindria requeriments de tracció.
- C1b: Una roda R2 ha de ser capaç de traccionar per si sola tot el vehicle, suposant un parell de 1,824 N·m a 2,15 rad/s, una potència de 3,92W en la mateixa. L'altra roda no tindria requeriments de tracció.
- C2: Qualsevol roda ha de ser capaç de traccionar a un parell de 0,0645 N·m a 43 rad/s, suposant una potència per cada roda de 2,77 W, pel que la suma de les dos rodes dona un total de 0,129 N·m i una potència de 5,54 W en el motor.
- C3: Qualsevol roda R1 o R2 ha de ser capaç de traccionar a un parell de 0,3225 N·m a 10,7 rad/s, suposant una potència de 3,45 W per cada roda, pel que la suma de les 2 dona un requeriment en el motor de 0,645 N·m i una potència de 6,9 W.

Els valors màxims obtinguts per cada cas queden resumits en la Taula 4 i representats en la Figura 24.

Taula 4: Resum de potències requerides màximes en cada situació desfavorable en el cas d'un motor per bogie

	C1a	C1b	C2	C3
P rodes (W)	1,96	3,92	5,54	6,9
M rodes (Nm)	0,912	1,824	0,129	0,645
ω rodes (rad/s)	2,15	2,15	43	10,7

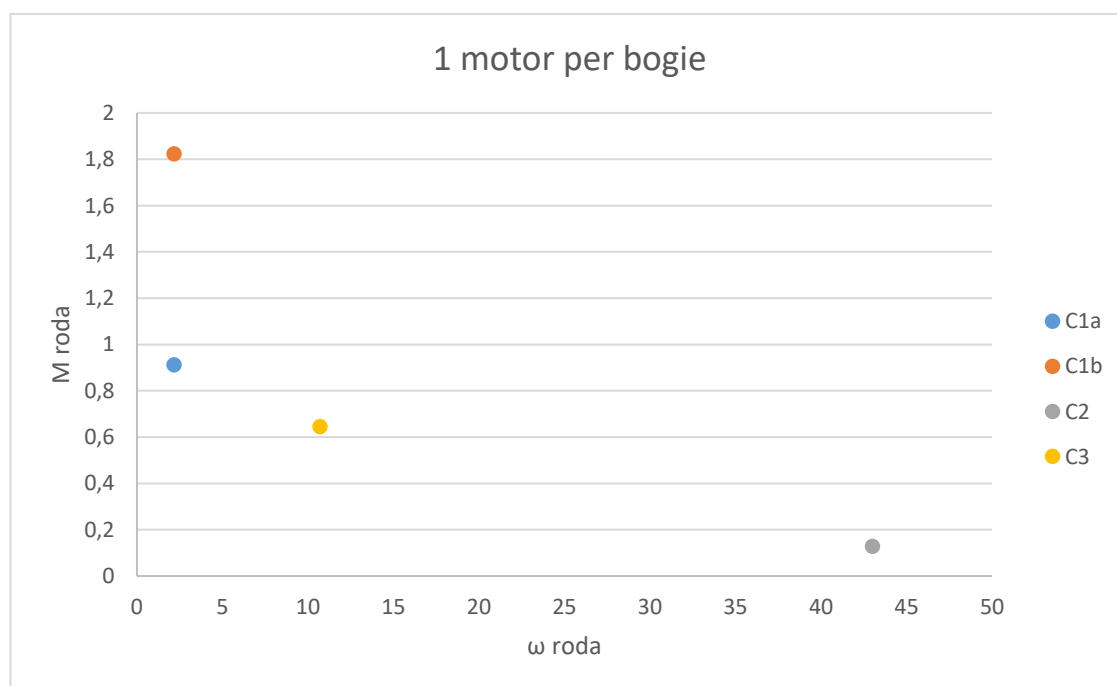


Figura 24: Gràfic de parell i revolucions requerit pel cas d'un motor per bogie

Propostes de motors possibles

A la Taula 5 es proposen uns motors, cada qual més potent que el anterior en cas que no compleixi amb dos relacions de transmissió tots els casos possibles. Es proposen 2 relacions de transmissió per cada motor, provant que compleixi amb tots els casos desfavorables possibles. Es representa en la Figura 25, Figura 26, Figura 27 i Figura 28. L'anàlisi de cada motor es fa previ a la figura del mateix.

Taula 5: Motors proposats pel cas d'un motor per bogie

Motor	G 30,0S 12V	GR 42x25 12V	GR 42x40 12V	GR 53x30 12V
P_{nominal} (W)	9,7	14,1	20,8	35,7
$P_{\text{màxima}}$ (W)	13	21,6	38	67,5
$P_{\text{útil}} (\eta=0.75)$ (W)	7,28	10,58	15,60	26,78
M_{nominal} (Nm)	0,037	0,039	0,053	0,09
$M_{\text{útil}} (\eta=0.75)$ (Nm)	0,03	0,03	0,04	0,07
ω_{nominal} (rad/s)	261,8	361,3	392,7	396,7
ω_o (rad/s)	340,3	455,5	476,5	469,9
$I_{\text{marxa lenta}}$	70	66	50	30
$\omega_{\text{marxa lenta}}$ (rad/s)	3,7	5,5	7,8	13,2
$M_{\text{marxa lenta}}$ (Nm)	1,94	1,93	1,99	2,03
$I_{\text{marxa ràpida}}$	6	8	9	8
$\omega_{\text{marxa ràpida}}$ (rad/s)	43,6	45,2	43,6	49,6
$M_{\text{marxa ràpida}}$ (Nm)	0,17	0,23	0,36	0,54

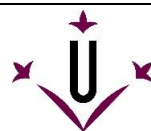
Opció 1: Motor G 30.0S, 12V. Aquesta opció té una potència útil d'un 105% respecte la màxima requerida. Com es pot veure en el gràfic mostrat en la Figura 25, amb la potència del motor no es pot cobrir amb el cas C3. Aquesta opció es descarta.

Opció 2: Motor GR 42x25, 12V. La potència útil d'aquest motor és d'un 153% respecte la màxima requerida. Igual que en el cas anterior, no cobreix el cas C3, tal com es veu a la Figura 26. També es descarta aquesta opció.

Opció 3: Motor GR 42x40, 12V. La potència útil d'aquest motor és d'un 226% respecte la màxima requerida. En aquest cas, tal com es veu a la Figura 27 tampoc pot cobrir el cas C3. També es descarta aquesta opció.

Opció 4: Motor GR 53x30, 12V. La potència útil d'aquest motor és d'un 388% respecte la màxima requerida. En aquest cas, tal com es veu a la Figura 28, pot cobrir tots els casos, deixant el cas C1a, el C1b i el C3 per la marxa lenta, i el cas C2 per la marxa ràpida. Alhora, aquest motor permet marge per casos diferents als proposats, podent ser més desfavorables requerint més parell o més velocitat.

Alhora, comparant la Taula 4 i la Taula 5 es pot veure numèricament amb quins motors es compleixen els moments i les velocitats angulars de cada cas desfavorable.



Amb la marxa lenta el motor dona un parell de 2,03 N·m a 13,2 rad/s, superiors al 0,912 N·m requerits pel C1a i els 1,824 requerits pel C1b, ambdós a 2,15 rad/s i el cas C3 on es requereix 0,645 N·m a 10,7 rad/s. En canvi, amb la marxa ràpida, el motor dona un parell de 0,54 N·m a 49,6 rad/s, superiors al cas C2 on es requereix 0,129 N·m a 43 rad/s.

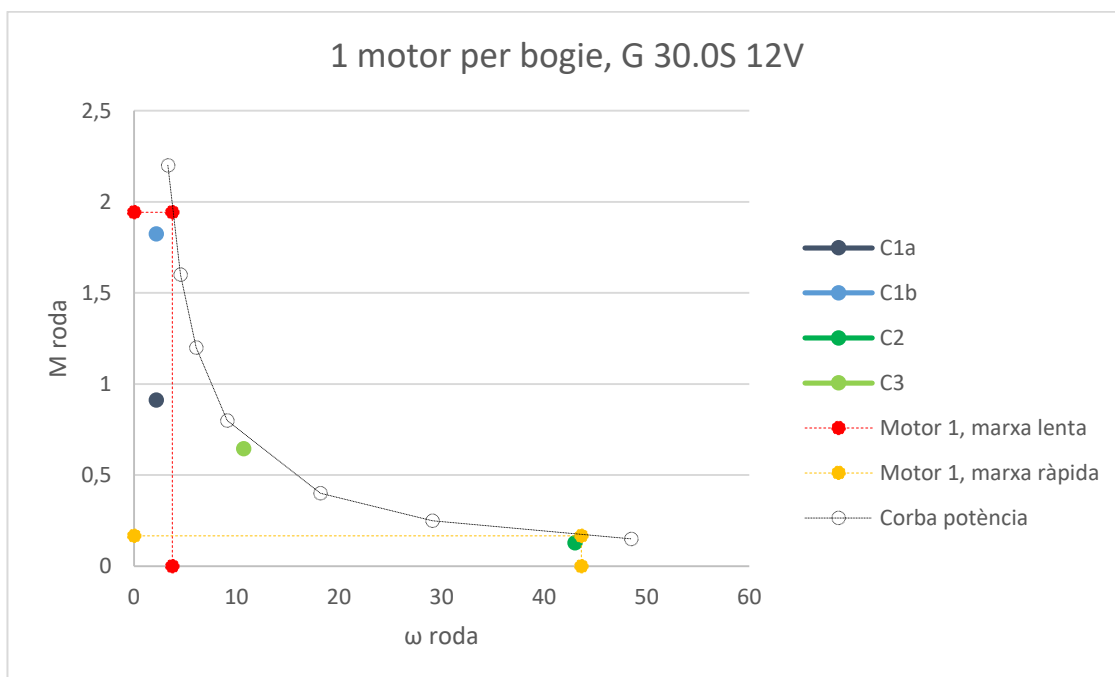


Figura 25: Gràfic del motor G 30.0S, 12V pel cas d'un motor per bogie

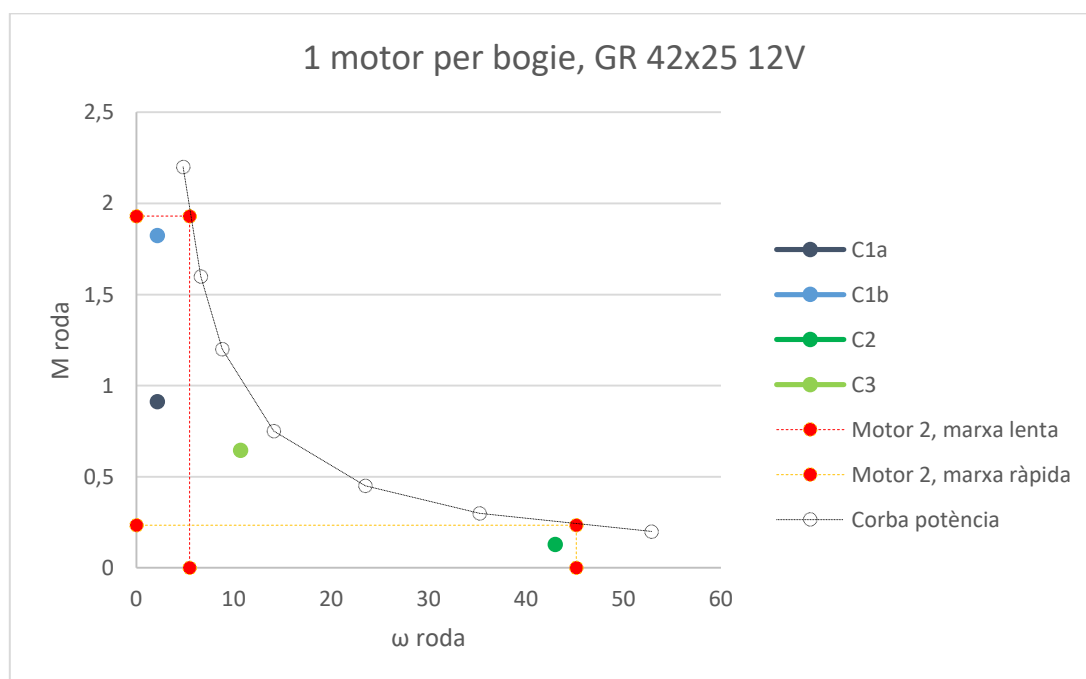


Figura 26: Gràfic del motor GR 42x25, 12V pel cas d'un motor per bogie

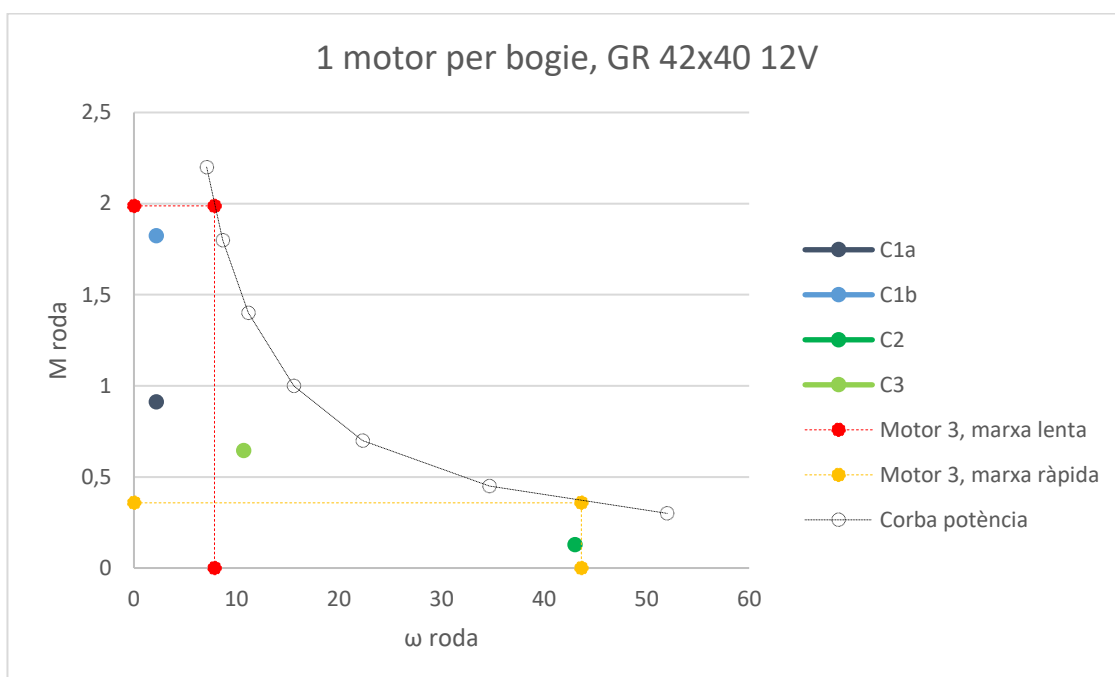
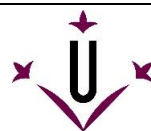


Figura 27: Gràfic del motor GR 42x40, 12V pel cas d'un motor per bogie

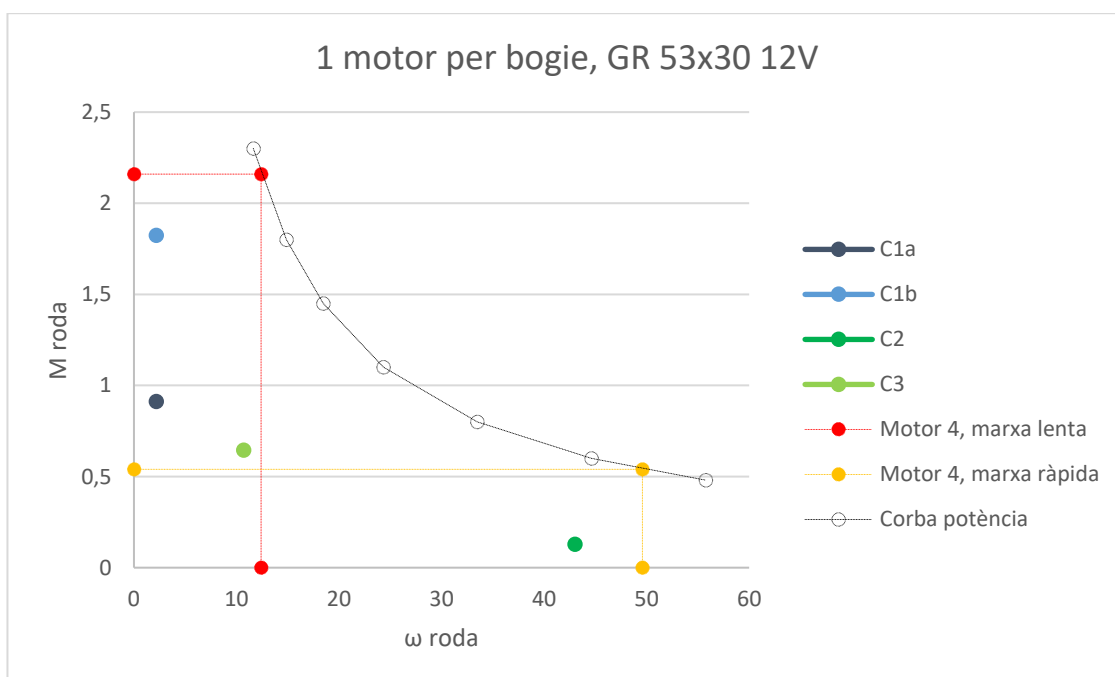


Figura 28: Gràfic del motor GR 53x30, 12V pel cas d'un motor per bogie

Anàlisi de relacions de transmissió possibles

En aquest cas es requereix que la transmissió passi pel bogie després del reductor de marxes ràpida i lenta. Es representa a la Figura 29.

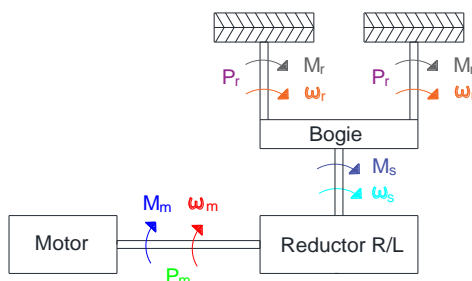


Figura 29: Elements de transmissió pel cas d'un motor per bogie

Per a aquest motor segons les característiques del fabricant permet l'adhesió de 6 models per relacions de transmissió. La relació definida prèviament resultava en una desmultiplicació de 30 per la marxa lenta i de 8 per la marxa ràpida. Dins dels models definits es dona la opció de relació de desmultiplicació més pròxima a la marxa lenta de 32 (model PLG 42S) i del mateix valor que la marxa ràpida de 8 (model PLG 42S). Els models de relacions 32 i 8 donen un rendiment del 81% i el 90% respectivament.

Es varia les relacions de desmultiplicació i es comprova amb els nous valors si segueix sent viable aquesta opció.

Amb la marxa lenta el motor cobria els casos C1a (0,912 N·m a 2,15 rad/s), C1b (1,824 N·m a 2,15 rad/s) i C3 (0,645 N·m a 10,7 rad/s). Amb la marxa lenta cobria el cas C2 (0,129 N·m a 43 rad/s). Comparant amb la Taula 6 es pot comprovar numèricament que compleix amb tots els casos desfavorables. Es mostra gràficament en la Figura 30.

Taula 6: Nous valors de desmultiplicació pel cas d'un motor per bogie

Motor	GR 53x30 12V
I marxa lenta	32
ω marxa lenta (rad/s)	12,40
M marxa lenta (Nm)	2,16
I marxa ràpida	8
ω marxa ràpida (rad/s)	49,59
M marxa ràpida (Nm)	0,54

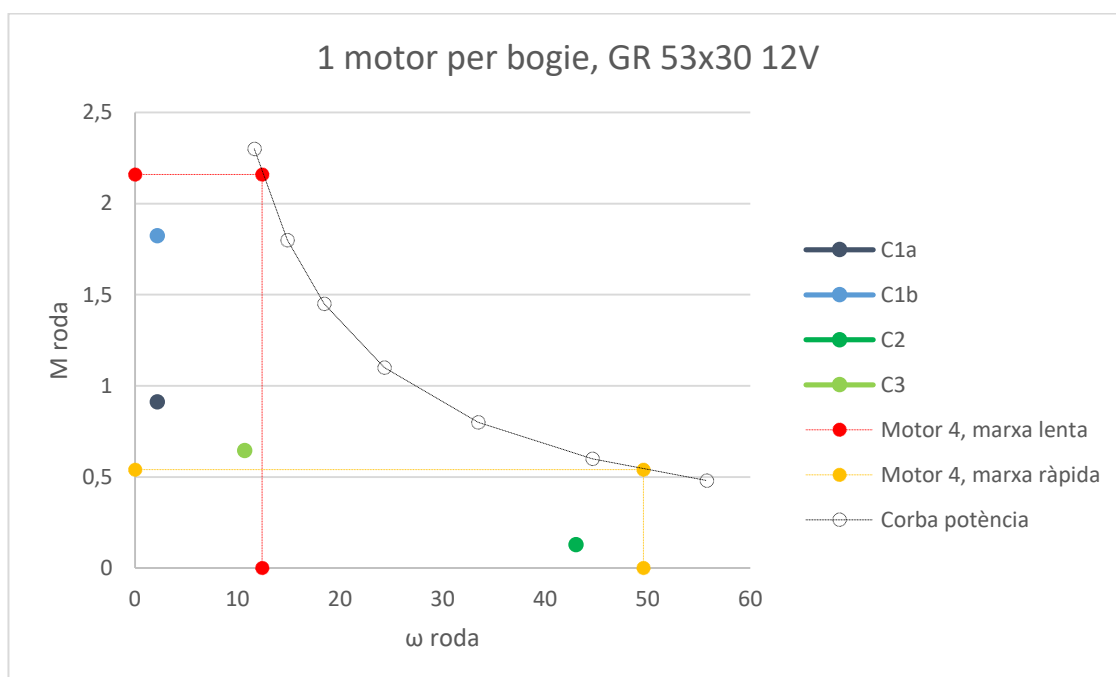
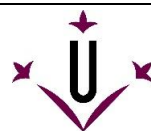


Figura 30: Gràfic del motor GR 53x30, 12V pel cas d'un motor per bogie amb la nova relació de transmissió

7.3. Anàlisi del cas d'un motor per mòdul

Anàlisi de requeriments

Requeriment per cada cas:

- C1a i C1b: Ambdós rodes R2 es troben en el mateix mòdul, i recauria la mateixa tracció en el motor en els dos casos suposats. Així doncs, els requeriments en el motor resulten en un parell de 1,824 N·m a 2,15 rad/s, una potència de 3,92W.
- C2: Cada roda ha de ser capaç de traccionar a un parell de 0,0645 N·m a 43 rad/s, pel que la suma de les quatre rodes del mòdul dona un total de 0,258 N·m i una potència de 11,08 W en el motor.
- C3: Qualsevol roda R1 o R2 ha de ser capaç de traccionar a un parell de 0,3225 N·m a 10,7 rad/s, suposant una potència de 3,45 W per cada roda, pel que la suma de les quatre rodes dona un requeriment en el motor de 1,29 N·m i una potència de 13,8 W.

Els valors màxims obtinguts per cada cas queden resumits en la Taula 7 i representats en la Figura 31.

Taula 7: Resum de potències requerides màximes en cada situació desfavorable en el cas d'un motor per mòdul

	C1a	C1b	C2	C3
P rodes (W)	3,92	3,92	11,08	13,8
M rodes (Nm)	1,824	1,824	0,258	1,29
ω rodes (rad/s)	2,15	2,15	43	10,7

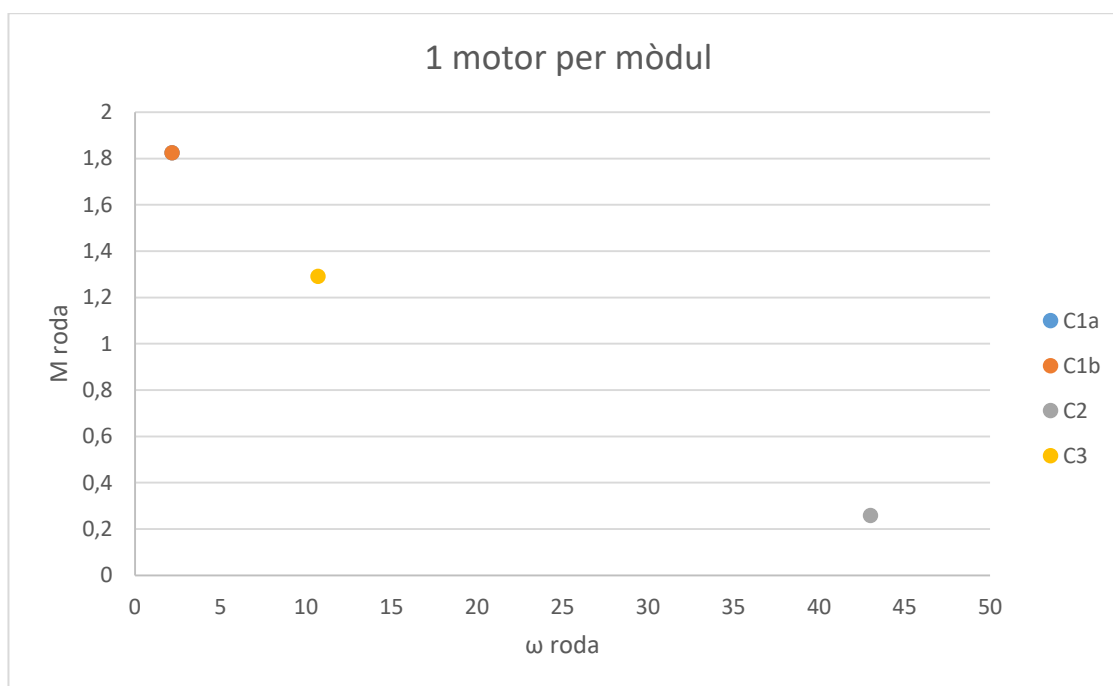


Figura 31: Gràfic de parell i revolucions requerits pel cas d'un motor per mòdul

Propostes de motors possibles

A la Taula 8 es proposen uns motors, cada qual més potent que el anterior en cas que no compleixi amb dos relacions de transmissió tots els casos possibles. Es proposen 2 relacions de transmissió per cada motor, provant que compleixi amb tots els casos desfavorables possibles. Es representa en la Figura 32 i la Figura 33. L'anàlisi de cada motor es fa previ a la figura del mateix.

Taula 8: Motors proposats pel cas d'un motor per mòdul

Motor	GR 42x40 12V	GR 53x30 12V
P_{nominal} (W)	20,8	35,7
$P_{\text{màxima}}$ (W)	38	67,5
$P_{\text{útil}} (\eta=0.75)$ (W)	15,60	26,78
M_{nominal} (Nm)	0,053	0,09
$M_{\text{útil}} (\eta=0.75)$ (Nm)	0,04	0,07
ω_{nominal} (rad/s)	392,7	396,7
ω_o (rad/s)	476,5	469,9
$I_{\text{marxa lenta}}$	50	30
$\omega_{\text{marxa lenta}}$ (rad/s)	7,85	13,22
$M_{\text{marxa lenta}}$ (Nm)	2,0	2,0
$I_{\text{marxa ràpida}}$	8	8
$\omega_{\text{marxa ràpida}}$ (rad/s)	49,1	49,6
$M_{\text{marxa ràpida}}$ (Nm)	0,32	0,54

Opció 1: Motor GR 42x40, 12V. La potència útil d'aquest motor és d'un 102% respecte la màxima requerida. En aquest cas, no cobreix el cas C3, tal com es veu a la Figura 32. Es descarta aquesta opció.

Opció 2: Motor GR 53x30, 12V. La potència útil d'aquest motor és d'un 194% respecte la màxima requerida. En aquest cas, tal com es veu a la Figura 33, pot cobrir tots el casos, deixant el cas C1a, el C1b i el C3 per la marxa lenta, i el cas C2 per la marxa ràpida. Alhora, aquest motor permet marge per casos diferents als proposats, podent ser més desfavorables requerint més parell o més velocitat.

Alhora, comparant la Taula 7 i la Taula 8 es pot veure numèricament amb quins motors es compleixen els moments i les velocitats angulars de cada cas desfavorable.

Amb la marxa lenta el motor dona un parell de 2,03 N·m a 13,2 rad/s, superiors al 1,824 requerits pel C1a i C1b, ambdós a 2,15 rad/s i el cas C3 on es requereix 1,29 N·m a 10,7 rad/s. En canvi, amb la marxa ràpida, el motor dona un parell de 0,54 N·m a 49,6 rad/s, superiors al cas C2 on es requereix 0,258 N·m a 43 rad/s.

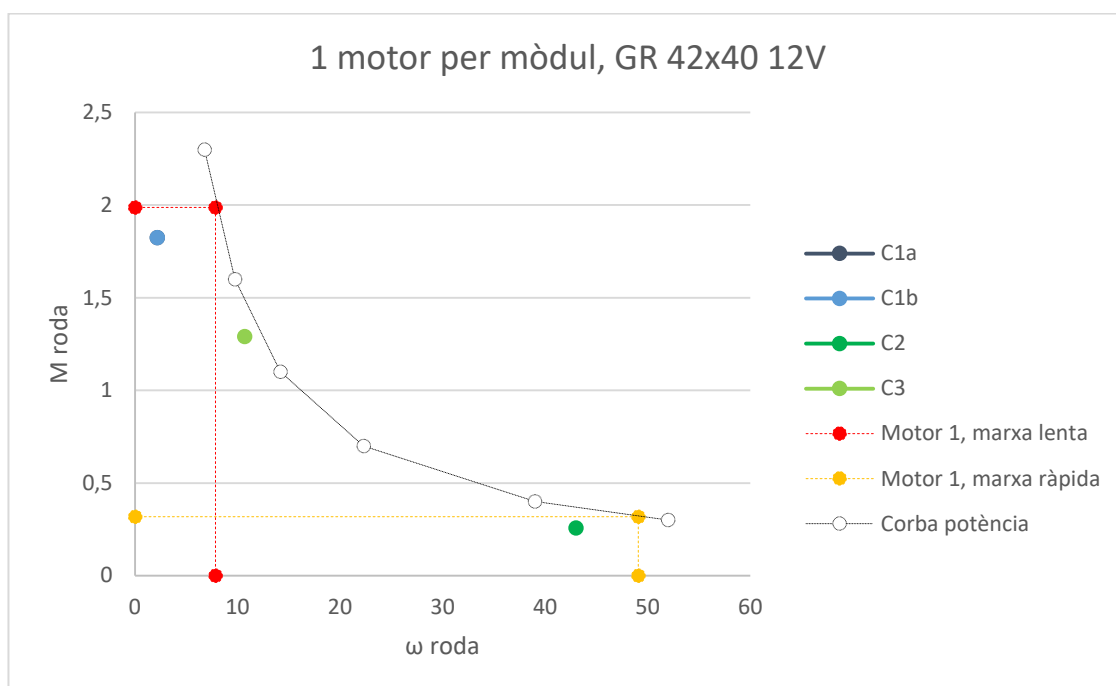
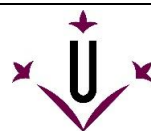


Figura 32: Gràfic del motor GR 42x40, 12V pel cas d'un motor per mòdul

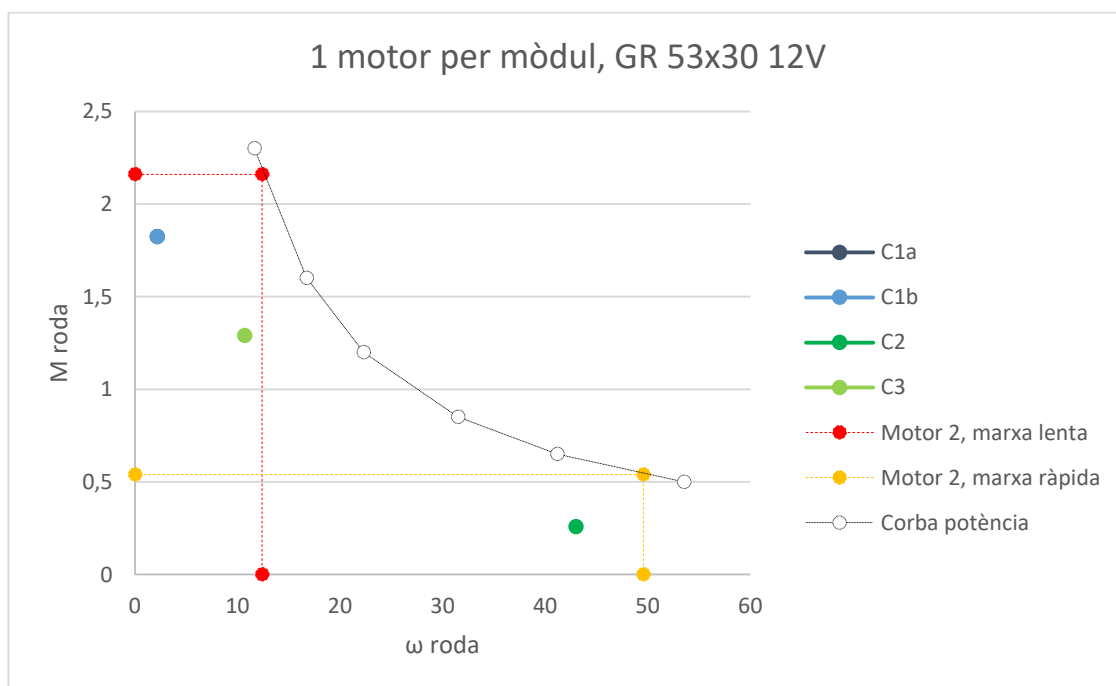
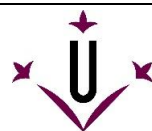


Figura 33: Gràfic del motor GR 53x30, 12V pel cas d'un motor per mòdul



Anàlisi de relacions de transmissió possibles

Per aquest cas es requereix d'un reductor de marxes ràpida i lenta i posteriorment un diferencial que distribueixi la potència del motor als bogies i a partir d'aquests a les rodes. Es representa en la Figura 34.

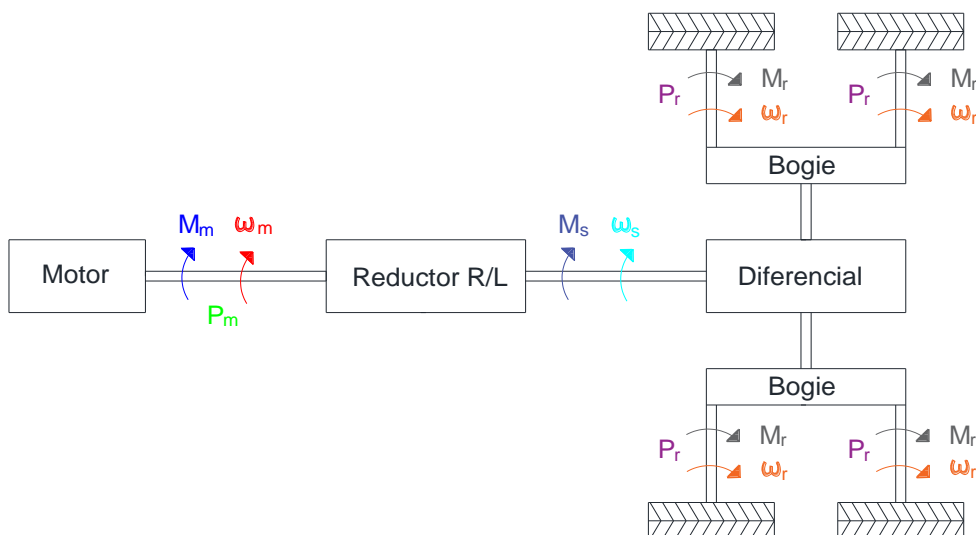


Figura 34: Elements de transmissió pel cas d'un motor per mòdul

Es dona el cas que per les opcions d'un motor per bogie i la d'un motor per mòdul amb el mateix motor i les mateixes relacions de transmissió es cobreixen tots els casos desfavorables. Així doncs, tal com s'ha explicat en el cas d'un motor per bogie, es dona la opció des del fabricant de relacions de transmissió de 32 (model PLG 42S) per marxa lenta i 8 (model PLG 42S) per marxa ràpida, tenint en el nostre cas 30 i 8 respectivament i amb uns rendiments de 81% i 90% respectivament.

Es varia les relacions de desmultiplicació i es comprova amb els nous valors si segueix sent viable aquesta opció.

Amb la marxa lenta el motor cobria els casos C1a i C1b d'igual requeriment (1,824 N·m a 2,15 rad/s) i C3 (1,29 N·m a 10,7 rad/s). Amb la marxa lenta cobria el cas C2 (0,258 N·m a 43 rad/s). Comparant amb la Taula 9 es pot comprovar numèricament que compleix amb tots els casos desfavorables. Es mostra gràficament en la Figura 35.

Taula 9: Nous valors de desmultiplicació pel cas d'un motor per mòdul

Motor	GR 53x30 12V
I marxa lenta	32
ω marxa lenta (rad/s)	12,40
M marxa lenta (Nm)	2,16
I marxa ràpida	8
ω marxa ràpida (rad/s)	49,59
M marxa ràpida (Nm)	0,54

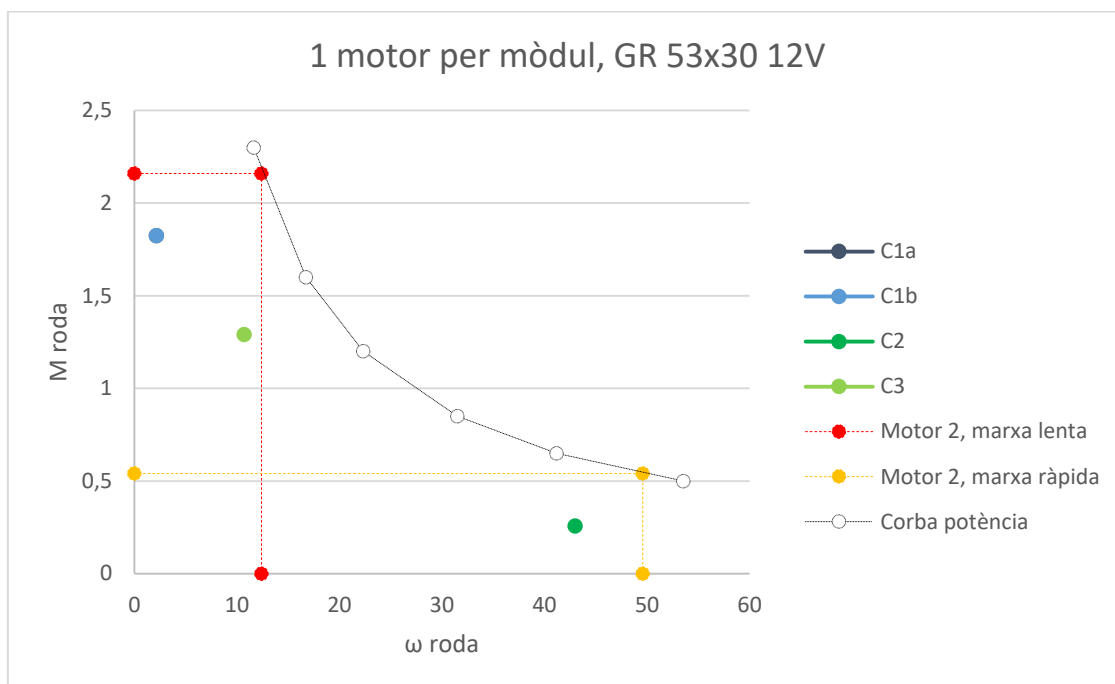
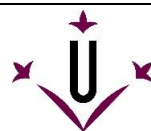


Figura 35: Gràfic del motor GR 53x30, 12V pel cas d'un motor per mòdul amb la nova relació de transmissió

7.4. Anàlisi del cas d'un motor per tot el vehicle

Anàlisi de requeriments

Requeriment per cada cas:

- C1a i C1b: Els requeriments en el motor resulten en un parell de 1,824 N·m a 2,15 rad/s, suposant una potència de 3,92W.
- C2: Cada roda ha de ser capaç de traccionar a un parell de 0,0645 N·m a 43 rad/s, pel que la suma de totes les rodes dona un total de 0,516 N·m i una potència de 22,16 W en el motor.
- C3: Qualsevol roda del mòdul posterior ha de ser capaç de traccionar a un parell de 0,3225 N·m a 10,7 rad/s, donant un requeriment en el motor de 1,29 N·m i una potència de 13,8 W.

Els valors màxims obtinguts per cada cas queden resumits en la Taula 10 i representats en la Figura 36.

Taula 10: Resum de potències requerides màximes en cada situació desfavorable en el cas d'un motor per vehicle

	C1a	C1b	C2	C3
P rodes (W)	3,92	3,92	22,16	13,8
M rodes (Nm)	1,824	1,824	0,516	1,29
ω rodes (rad/s)	2,15	2,15	43	10,7

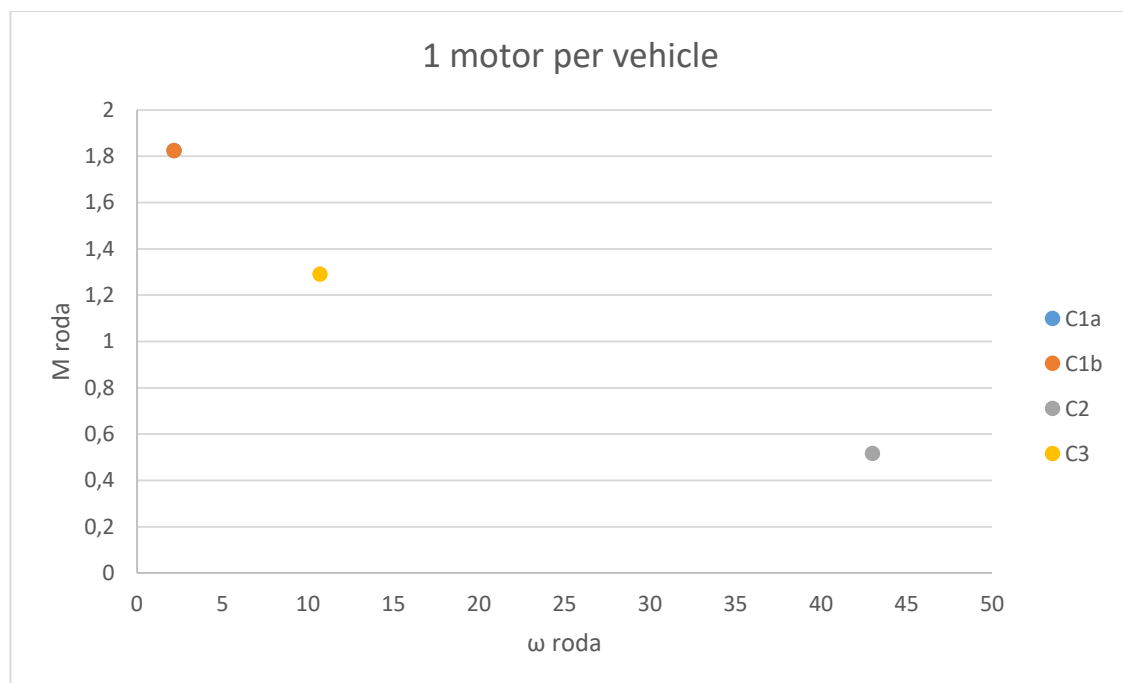


Figura 36: Gràfic de parell i revolucions requerits pel cas d'un motor per vehicle

Propostes de motors possibles

A la Taula 11 es proposen dos motors amb dos relacions de transmissió. Es proposen 2 relacions de transmissió per cada motor, provant que compleixi amb tots els casos desfavorables possibles. En aquest cas, els dos motors que complien el mínim de potència requerida compleixen amb els requeriments del motor. Es dona el cas que en la pàgina web consultada per la selecció dels motors (dunkermotoren), segons augmenta la potència nominal el salt de potència entre els models augmenta notablement donant menor marge que en els casos anteriors. Es representa en la Figura 37 i la Figura 38. L'anàlisi de cada motor es fa previ a la figura del mateix.

Taula 11: Motors proposats pel cas d'un motor per vehicle

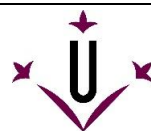
Motor	GR 53x30 12V	GR 63x25 12V
P _{nominal} (W)	35,7	44,5
P _{màxima} (W)	67,5	77,3
P _{útil} ($\eta=0.75$) (W)	26,78	33,38
M _{nominal} (Nm)	0,09	0,137
M _{útil} ($\eta=0.75$) (Nm)	0,07	0,10
ω _{nominal} (rad/s)	396,687	324,630
ω_o (rad/s)	469,953	376,990
I _{marxa lenta}	30	20
ω _{marxa lenta} (rad/s)	13,22	16,23
M _{marxa lenta} (Nm)	2,03	2,06
I _{marxa ràpida}	9	7
ω _{marxa ràpida} (rad/s)	44,08	46,38
M _{marxa ràpida} (Nm)	0,61	0,72

Comparant la Taula 10 i la Taula 11 es pot veure numèricament amb quins motors es compleixen els moments i les velocitats angulars de cada cas desfavorable.

Opció 1: Motor GR 53x30, 12V. La potència útil d'aquest motor és d'un 121% respecte la màxima requerida. En aquest cas, tal com es veu a la Figura 37 pot cobrir tots el casos, deixant el cas C1a, el C1b i el C3 per la marxa lenta, i el cas C2 per la marxa ràpida.

Amb la marxa lenta el motor dona un parell de 2,03 N·m a 13,22 rad/s, superiors al 1,824 N·m requerits pel C1a i C1b, ambdós a 2,15 rad/s i el cas C3 on es requereix 1,29 N·m a 10,7 rad/s. En canvi, amb la marxa ràpida, el motor dona un parell de 0,61 N·m a 44,08 rad/s, superiors al cas C2 on es requereix 0,516 N·m a 43 rad/s.

Opció 2: Motor GR 63x25, 12V. La potència útil d'aquest motor és d'un 150% respecte la màxima requerida. En aquest cas, tal com es veu a la Figura 38, pot cobrir tots el casos, deixant el cas C1a, el C1b i el C3 per la marxa lenta, i el cas C2 per la marxa ràpida.



Amb la marxa lenta el motor dona un parell de 2,06 N·m a 16,23 rad/s, superiors al 1,824 N·m requerits pel C1a i C1b, ambdós a 2,15 rad/s i el cas C3 on es requereix 1,29 N·m a 10,7 rad/s. En canvi, amb la marxa ràpida, el motor dona un parell de 0,72 N·m a 46,38 rad/s, superiors al cas C2 on es requereix 0,516 N·m a 43 rad/s.

En aquesta situació ambdós compleixen els requeriments, en el segon cas amb més marge per casos més desfavorables. Aquest aspecte fa més viable l'elecció del segon cas, amb major potència, per assegurar un millor funcionament per possibles casos desfavorables.

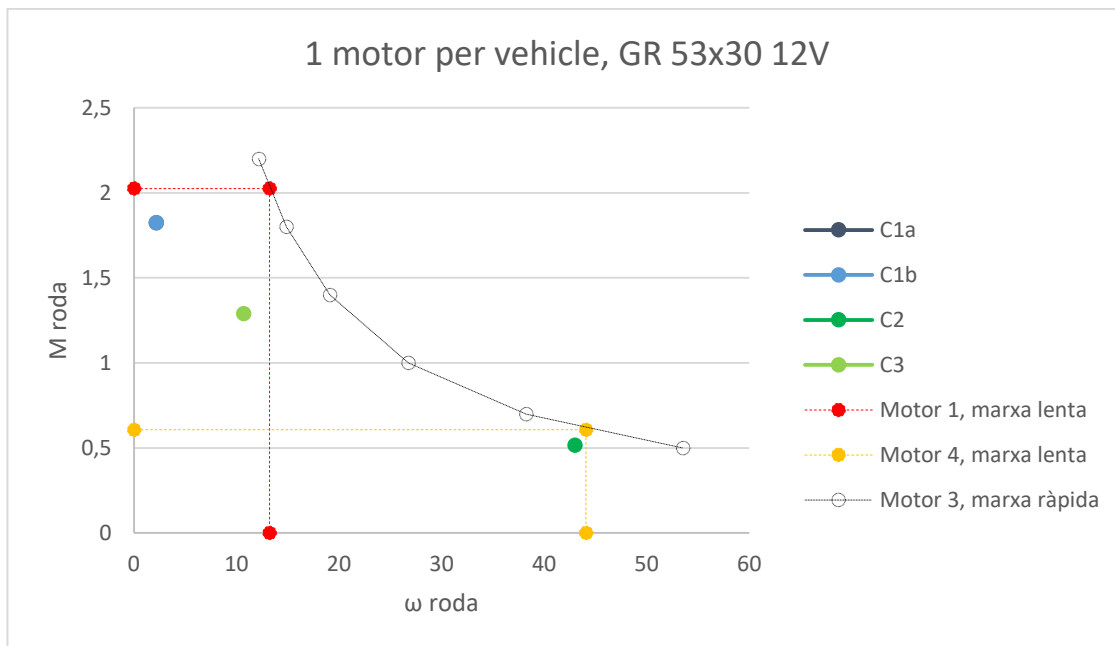


Figura 37: Gràfic del motor GR 53x30, 12V pel cas d'un motor per vehicle

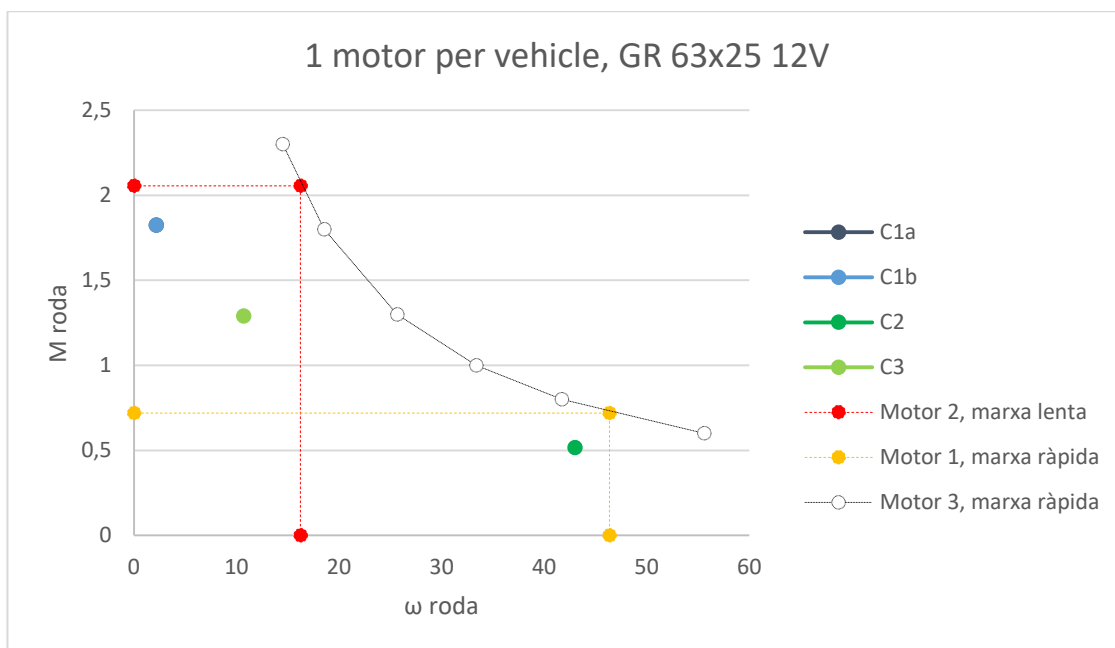
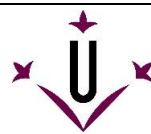


Figura 38: Gràfic del motor GR 63x25, 12V pel cas d'un motor per vehicle



Anàlisi de relacions de transmissió possibles

Aquesta és la configuració més complexa, ja que a la sortida del reductor es requereix un element que alimenti un eix que proporcioni potència als dos diferencials, un per mòdul. Es mostra de forma esquemàtica en la Figura 39.

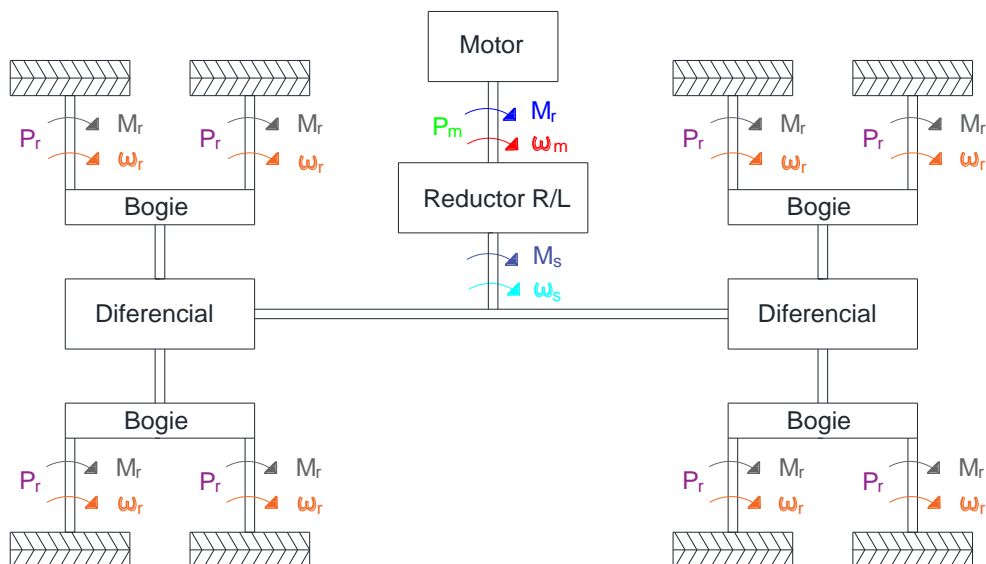


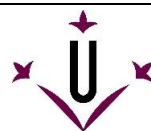
Figura 39: Elements de transmissió pel cas d'un motor per vehicle

Per a aquest motor segons les característiques del fabricant permet l'adhesió de 9 models per relacions de transmissió. La relació definida prèviament resultava en una desmultiplicació de 20 per la marxa lenta i de 7 per la marxa ràpida. Dins dels models definits es dona la opció de relació de desmultiplicació més pròxima a la marxa lenta de 21 (model PLG 60) i 20,25 (model PLG 52H) i del mateix valor que la marxa ràpida de 7 (model PLG 60). Els models de relacions de marxa lenta i ràpida donen un rendiment del 81% i el 90% respectivament.

Degut als dos models similars de marxa lenta i a un rendiment igual, es seleccionarà segons les dimensions dels mateixos. La llargada del motor junt amb el desmultiplicador pel PLG 60, la longitud total resulta en 208 mm, i pel cas del PLG 52H, la longitud total resulta en 160,5 mm. Es selecciona el model PLG 52H amb la reducció de 20.25 per al cas actual.

Es varia les relacions de desmultiplicació i es comprova amb els nous valors si segueix sent viable aquesta opció.

Amb la marxa lenta el motor cobria els casos C1a i C1b d'igual requeriment (1,824 N·m a 2,15 rad/s) i C3 (1,29 N·m a 10,7 rad/s). Amb la marxa lenta cobria el cas C2 (0,516 N·m a 43 rad/s). Comparant amb la Taula 12 es pot comprovar numèricament que compleix amb tots els casos desfavorables. Es mostra gràficament en la Figura 40.



Taula 12: Nous valors de desmultiplicació pel cas d'un motor per vehicle

Motor	GR 63x25 12V
I marxa lenta	20,25
ω marxa lenta (rad/s)	16,03
M marxa lenta (Nm)	2,08
I marxa ràpida	7
ω marxa ràpida (rad/s)	46,38
M marxa ràpida (Nm)	0,72

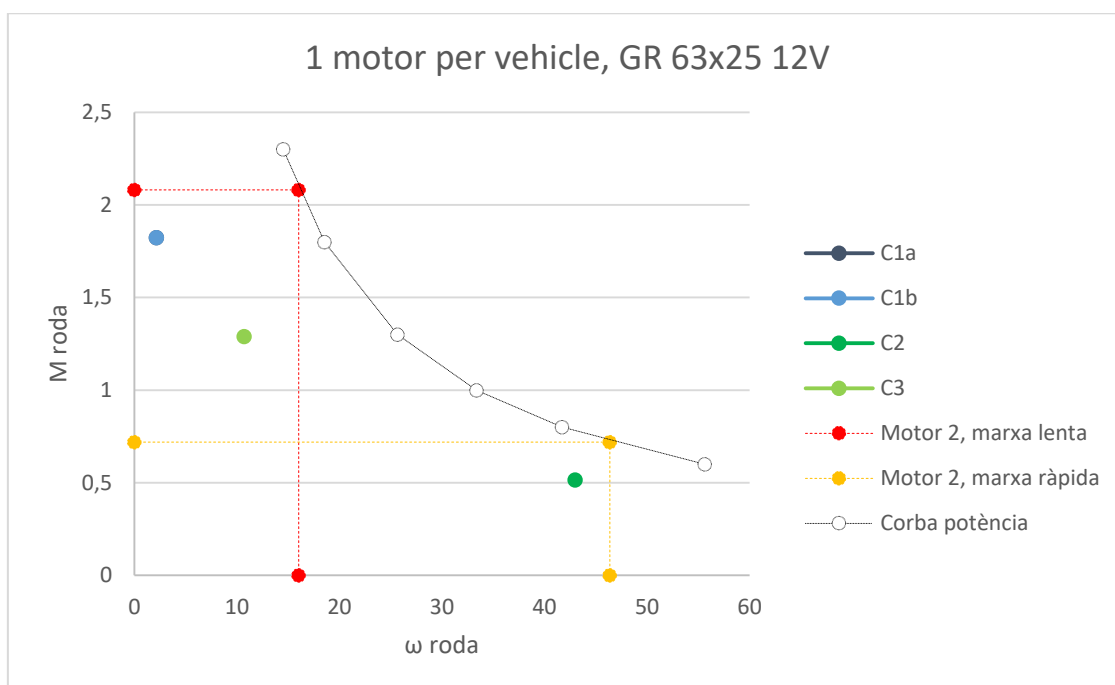


Figura 40: Gràfic del motor GR 53x30, 12V pel cas d'un motor per vehicle amb la nova relació de transmissió

7.5. Comparació entre opcions motrius proposades

L'objectiu d'aquest apartat és reduir el número de opcions de 4 a 2, si és possible, per estudiar en profunditat les opcions viables pel vehicle. Per a aquest objectiu es farà la comparativa en:

- Aspectes constructius dels motors, tals com pes i dimensions.
- Aspectes tècnics, definits en majoria en apartats anteriors.
- Aspectes de transmissió, on es busca una transmissió que s'adapti al motor complint amb els paràmetres de parell i velocitat angular requerits

Es procedeix amb el desenvolupament específic del conjunt de transmissió per determinar els elements necessaris per a cada cas. Posteriorment es defineixen característiques com pes, dimensions i característiques tècniques.

Es suposa que en el bogie, diferencials i demès elements de transmissió actualment no hi ha desmultiplicació, un cop analitzats els casos s'estudiaran les opcions constructives possibles per si fos necessari en el disseny posterior. L'objectiu és determinar el pes total del conjunt de motors i transmissions alhora.

En l'apartat anterior s'ha triat un model de motor per cada opció en quant a número de motors. Per poder elegir el motor i el número dels mateixos al vehicle, es fa la comparativa en quant a característiques tècniques dels motors (Taula 13), característiques constructives (Taula 14), potència instal·lada i pes total de cada opció (Taula 15).

Taula 13: Resum de les característiques tècniques dels motors

Número de motors	8 motors (1 per roda)	4 motors (1 per bogie)	2 motors (1 per mòdul)	1 motor (1 per vehicle)
Motor	GR 42x40 12V	GR 53x30 12V	GR 53x30 12V	GR 63x25 12V
P_{nominal} (W)	20,8	35,7	35,7	44,5
$P_{\text{màxima}}$ (W)	38	67,5	67,5	77,3
$P_{\text{útil}} (\eta=0.75)$ (W)	15,60	26,78	26,78	33,38
M_{nominal} (Nm)	0,053	0,09	0,09	0,137
$M_{\text{útil}} (\eta=0.75)$ (Nm)	0,04	0,07	0,07	0,10
ω_{nominal} (rad/s)	392,7	396,7	396,7	324,6
ω_o (rad/s)	476,5	469,9	469,9	377,0
$I_{\text{marxa lenta}}$	48	30	30	20
$\omega_{\text{marxa lenta}}$ (rad/s)	8,18	13,22	13,22	16,23
$M_{\text{marxa lenta}}$ (Nm)	1,91	2,03	2,03	2,06
$I_{\text{marxa ràpida}}$	9	8	8	7
$\omega_{\text{marxa ràpida}}$ (rad/s)	43,63	49,59	49,59	46,38
$M_{\text{marxa ràpida}}$ (Nm)	0,36	0,54	0,54	0,72
$P_{\text{màxima requerida}}$ (W)	3,92	6,9	13,8	22,16
% $P_{\text{útil}} / P_{\text{màxima}}$	400%	388%	194%	150%

Taula 14: Resum de les característiques constructives dels motors


Número de motors	8 motors (1 per roda)	4 motors (1 per bogie)	2 motors (1 per mòdul)	1 motor (1 per vehicle)
Motor	GR 42x40 12V	GR 53x30 12V	GR 53x30 12V	GR 63x25 12V
Llargada (mm)	85	95	95	95
Diàmetre (mm)	42	52	52	63
Pes (kg)	0,49	0,85	0,85	1,2

Taula 15: Potència total instal·lada i pes total en cada cas

Número de motors	8 motors (1 per roda)	4 motors (1 per bogie)	2 motors (1 per mòdul)	1 motor (1 per vehicle)
Motor	GR 42x40 12V	GR 53x30 12V	GR 53x30 12V	GR 63x25 12V
P _{nominal} (W)	20,8	35,7	35,7	44,5
P _{total instal·lada} (W)	166,4	142,8	71,4	44,5
Pes /1 motor (kg)	0,49	0,85	0,85	1,2
Pes instal·lat motors (kg)	3,92	3,4	1,7	1,2
Transmissió curta	PLG 32, 50:1	PLG 42S, 32:1	PLG 42S, 32:1	PLG 52H, 20.25:1
Pes /1 unitat (kg)	0,18	0,37	0,37	0,72
Transmissió llarga	PLG 32, 8:1	PLG 42S, 8:1	PLG 42S, 8:1	PLG 60, 7:1
Pes /1 unitat (kg)	0,14	0,27	0,27	0,55
Pes instal·lat transmissions (kg)	2,56	2,56	1,28	1,27
Pes total motors i transmissions (kg)	6,48	5,96	2,98	2,47

Si s'analitzen les dades mostrades en les taules prèvies es pot comprovar que les opcions de 1 o 2 motors són les més adients per les següents raons:


- Pes excessiu: Pels casos de 4 i 8 motors es té una massa excessiva de conjunts motrius i de transmissió, tal com es mostra en la Taula 15tal que ja ha cobert completament el pes de la hipòtesi inicial.
- Potència instal·lada excessiva: Si es mira amb percentatge de potència útil instal·lada respecte la màxima necessària, tal com es mostra en la Taula 13, els casos de 4 i 8 motors tenen aproximadament 4 vegades més potència instal·lada de la que realment necessitarien.
- Mateix motor i transmissió: A part dels casos anteriors, s'ha pogut comprovar prèviament que amb el cas de 4 motors es té el mateix model de motor i de transmissions tant de marxa curta com de marxa lenta que en el cas de 2 motors. Així doncs el cas de 4 motors s'omet, ja que suposa el doble de motors, duplicant el pes i el cost respecte el cas de 2 motors.

 Universitat de Lleida Escola Politècnica Superior	Desenvolupament i construcció de la transmissió a les rodes d'un vehicle a petita escala de múltiples eixos amb bogies	
	Autor: Josep Maria Valero Pérez	
	MEMÒRIA	Pàgina: 47 de 149

Un cop arribats a aquest punt, on s'ha fet l'anàlisi de les diverses opcions motrius des d'un mateix fabricant, s'han buscat alternatives comercials que puguin cobrir les necessitats del vehicle amb un pes menor i amb uns preus més econòmics si es dona l'opció. El problema resulta en que els únics models trobats durant la cerca han sigut o bé models sense informació de parell admissible i altres dades importants o bé models de potència o velocitat nominal de gir excessius.

A continuació es detalla el cost d'alguns elements esmentats, raó per la que s'ha intentat buscar models més econòmics:

- PLG 52H (web elmeq.es): 142,97€ + IVA
- PLG 42S (web elmeq.es): 181,70€ + IVA
- GR 53x30 (web elmeq.es): 135€ + IVA
- GR 63x25 (web elmeq.es): 150€ + IVA

 Universitat de Lleida Escola Politècnica Superior	Desenvolupament i construcció de la transmissió a les rodes d'un vehicle a petita escala de múltiples eixos amb bogies	
	Autor: Josep Maria Valero Pérez	
	MEMÒRIA	Pàgina: 48 de 149

7.6. Conjunt de transmissió: Disseny i components per a la transmissió

Requeriments en el disseny del vehicle

Bogie. Ha de ser un element que ocupi el menor espai possible, pel que s'opta per l'opció de transmetre la potència provinent del motor a través del basculant cap al bogie. Des de la entrada del bogie fins a les rodes s'estudia la possibilitat d'utilitzar corretges dentades o bé engranatges cònics.

Roda. Degut a l'alt parell requerit en la roda es requereix d'una reducció entre l'entrada del bogie i la roda o bé d'un sistema que permeti la transmissió de molt parell. Es proposa estudiar l'ús d'engranatges, ja siguin amb engranatges de diferents números de dents o l'ús d'un reductor planetari en l'eix de la roda o bé dissenyar una reducció amb les corretges dentades utilitzant politges de diferent número de dents

Per agilitzar l'anàlisi de totes les opcions plantejades i estudiades prèvies al disseny final, sols es farà un resum en la memòria d'aquests dissenys destacant els aspectes importants, mostrant alguna imatge del disseny amb modelat 3D i detallant les característiques clau de cadascun. En l'apartat 6 de l'annex es troba un desenvolupament major de cada versió, amb el mateix ordre que en la memòria.

Informació detallada en annex d'elements utilitzats


Les corretges i politges es seleccionen en funció de les característiques del catàleg de la marca "transdev". S'utilitzarà aquesta casa com a referència ja que permet a partir de les característiques de les politges el càlcul de l'amplada de la corretja. El catàleg amb els valors de les politges i les corretges estan adjuntades en el primer apartat de l'annex.

En el cas de les rodes dentades s'utilitza com a referència el fabricant KHK gears, ja que disposa de valors de parell admissible, dimensions detallades i opció de descàrrega de cada model en format "creo" per a un disseny més acurat. En el segon apartat de l'annex es detallen els engranatges rectes utilitzats i en el tercer apartat els engranatges cònics utilitzats.

Problemes trobats durant la recerca de reductors planetaris

Una de les opcions plantejades com a reductor de velocitat (i alhora com a multiplicador de parell) ha sigut l'ús d'un reductor planetari comercial. La majoria dels que s'han pogut trobar són els reductors de motors, els quals es podrien intentar adaptar en el nostre sistema mitjançant un eix d'entrada de les mateixes dimensions que el dels motors als que s'acoblarà.

Un dels problemes dels reductors planetaris comercials recau en les dimensions dels mateixos. Tot el sistema està inclòs en una carcassa, amb les fixacions i amb els rodaments també inclosos, el qual facilita la feina de muntatge però permet menys joc a l'hora de la construcció del mateix. La majoria dels reductors tenen una carcassa uniforme, amb forma quadrada o cilíndrica, d'una amplada superior al diàmetre de la roda degut a l'amplada del planetari, i amb una longitud que depèn dels rodaments interns i de les dimensions del planetari. Si es realitza la unió amb components separats enlloc de reductors comercials, es tindria més joc d'elecció i variació de les dimensions amb els rodaments i de les ubicacions dels mateixos, amb l'objectiu d'ocupar menys espai.

 Universitat de Lleida Escola Politècnica Superior	Desenvolupament i construcció de la transmissió a les rodes d'un vehicle a petita escala de múltiples eixos amb bogies	
	Autor: Josep Maria Valero Pérez	
	MEMÒRIA	Pàgina: 49 de 149

Un problema important trobat durant la recerca de reductors planetaris comercials ha sigut la falta d'informació dels mateixos. Majoritàriament, es troba la falta de valors de parell admissible d'entrada o de sortida, o bé la relació entre la velocitat d'entrada respecte la de sortida, entre altres, ja que estan principalment destinats a acoblar-se amb uns pocs models de motors específics més que altres alternatives d'ús.

Una altra alternativa seria l'opció de crear el nostre propi planetari a partir de rodes dentades comercials que es poden adquirir de forma individual i després convertir-los mitjançant altres elements de fabricació pròpia en un planetari. Es partiria dels models de KHK gears.

7.6.1. Versió sense reductor planetari amb transmissió per una única corretja

Es detalla una primera versió de reducció realitzada per una única corretja i engranatges rectes, sense ús de reducció planetària. En aquesta versió s'intenta transmetre la potència a través d'una sola corretja per les dues rodes. Les politges tenen una relació de diàmetre de 2:1, amb l'objectiu de reduir a la meitat la velocitat i duplicar el parell entre la politja d'entrada i les politges de sortida en les rodes.

L'anàlisi de parell i velocitats es mostra en la Taula 16. Es pot comprovar que es tenen parells d'entrada massa elevats per ser suportat per una corretja petita, pel que seria necessària una corretja de major amplada o major reducció en la roda. Degut a que l'objectiu és disminuir l'amplada del bogie s'opta per incloure més reducció en la roda, el qual s'estudia en posteriors alternatives.

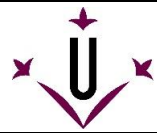
Taula 16: Anàlisi de velocitats i parell en l'eix d'entrada a la roda amb transmissió per una única corretja

CAS 1	C1a	C1b	C2	C3
Potència requerida en la roda (W)	1,96	3,92	2,77	3,45
Parell requerit en la roda (Nm)	0,91	1,82	0,06	0,32
Velocitat angular eix roda (rad/s)	2,15	2,15	43,00	10,70
Velocitat angular eix roda (rpm)	20,53	20,53	410,62	102,18
Reducció engranatges rectes	2,0	2,0	2,0	2,0
Rendiment engranatges rectes	0,90	0,90	0,90	0,90
Parell eix sortida corretja (Nm)	0,51	1,01	0,04	0,18
Velocitat angular eix sortida corretja (rpm)	41,1	41,1	821,2	204,4

En la Taula 17 es mostra l'amplada de la corretja necessària per aquest cas a partir dels càlculs corresponents al catàleg de la corretja.

Taula 17: Determinació de l'amplada màxima requerida per cada cas en la versió sense reducció planetària

CAS 1	C1a	C1b	C2	C3
Parell eix sortida politja (Nm)	0,51	1,01	0,04	0,18
Velocitat angular eix sortida politja (rpm)	41,1	41,1	821,2	204,4
Nº dents politja sortida	30	30	30	30
Diàmetre politja (mm)	15,92	15,92	15,92	15,92
F_u (N/cm)	7,95	7,95	4,94	6,48
F politja (N)	63,6	127,3	4,5	22,5
Ample politja (mm)	6,2	12,4	0,7	2,7



Imatges del disseny

Es mostren algunes imatges del disseny en diferents vistes, des de la Figura 41 a la Figura 43. Segons els colors es distingeix, la corretja en negre, les rodes dentades i els eixos en gris, l'estructura del bogie en blau, les llantes en blanc i els pneumàtics en negre.

Al ser una primera versió de plantejament es negligeix l'ús detallat de rodes dentades en el disseny 3D, els quals es simplifiquen com cilindres de diàmetre igual al diàmetre de treball de la roda dentada. Alhora, es negligeix la ubicació dels rodaments en el disseny.

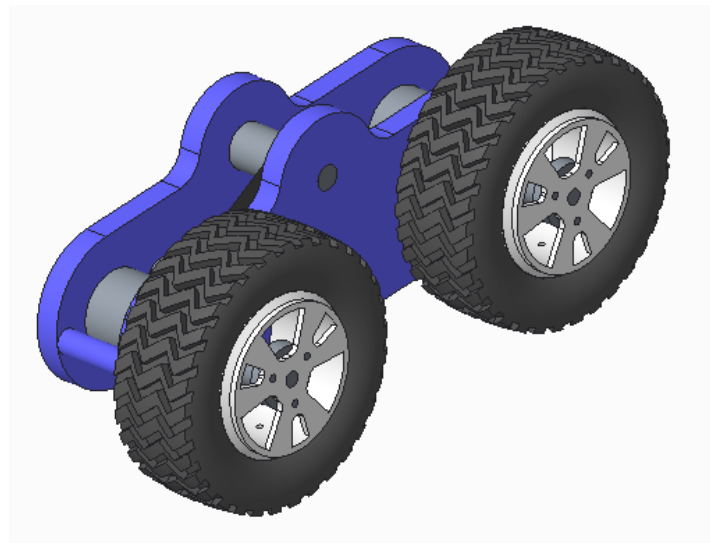


Figura 41: Vista general del disseny

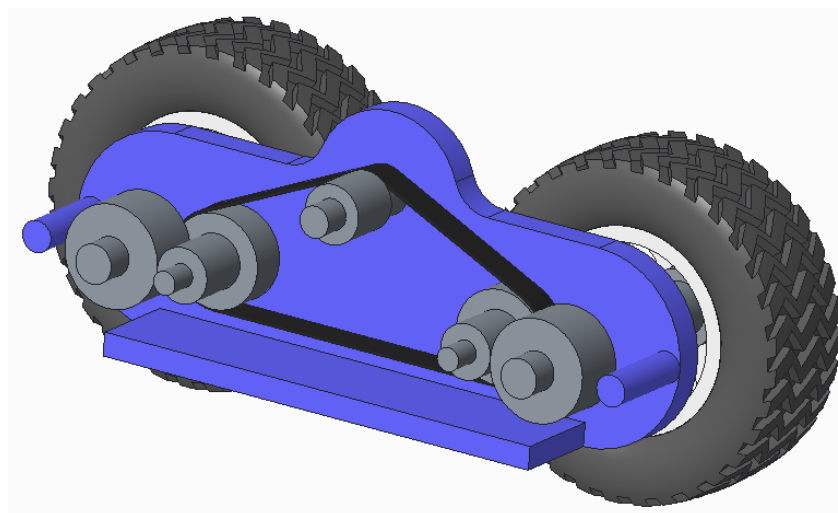


Figura 42: Vista en detall del sistema de transmissió proposat

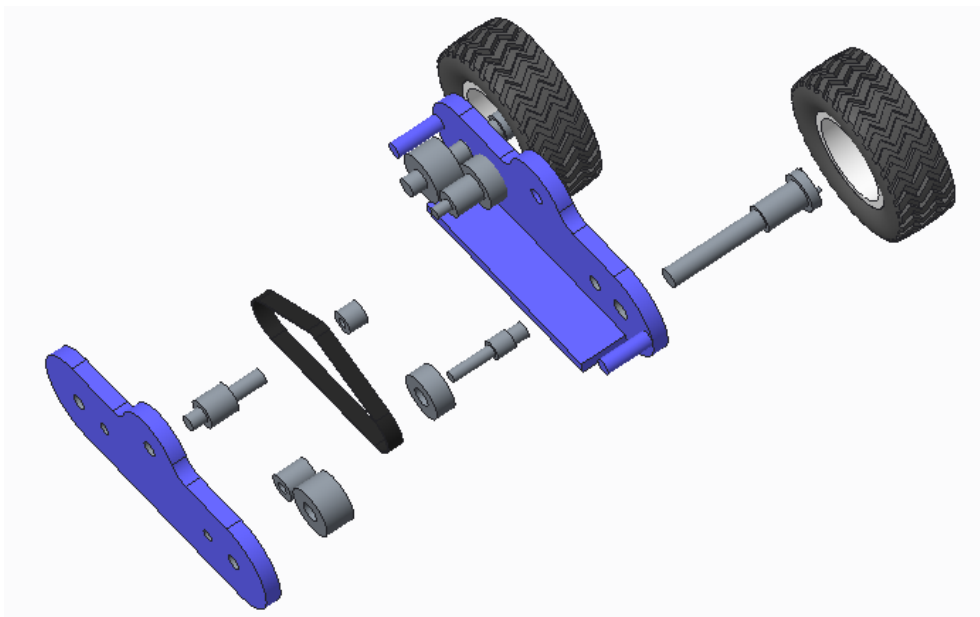
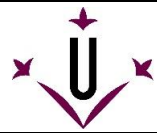


Figura 43: Vista de l'explosionat de les diverses peces que transmeten entre l'eix del basculant i el neumàtic

Valoracions del disseny

Punts desfavorables d'aquest disseny:

- En l'eix on coincidirà una roda dentada i una politja es requerirà de bastanta amplada, més de la que es pretén en el disseny del bogie. En el disseny 3D es pot determinar un valor de 41 mm d'amplada del bogie, degut a la amplada de 15 mm de la roda dentada, de 10 mm d'amplada de politja dentada i un gruix de 8 mm en cada costat del bogie de carcassa del mateix.
- L'angle de contacte de la politja motriu és massa petit per transmetre la força a la corretja sense patinar. Es requeriria augmentar considerablement l'amplada de la corretja.

Per solucionar aquesta opció, en versions posteriors, es procedirà a la utilització d'engranatges planetaris i la transmissió per corretja dentada amb dos úniques politges per corretja, requerint doncs una corretja dentada per roda. Les dos corretges estaran connectades a l'eix del basculant mitjançant un únic engranatge, de reducció determinada en el disseny final.

7.6.2. Versió amb reducció mitjançant planetari a partir de rodes dentades comercials de KHK gears

Com a primera versió de disseny amb reductor s'estudia la opció de construir un reductor planetari d'una etapa mitjançant rodes dentades comercials de la marca "KHK gears". Les rodes dentades estan detallades en l'apartat 2 de l'annex.

L'anàlisi dels 4 casos es mostra a la Taula 18. Els càlculs requerits per al càlcul està detallat en l'apartat 6.2 de l'annex.

Taula 18: Anàlisi de velocitats i parell en l'eix d'entrada a la roda amb reductor KHK

CAS	C1a	C1b	C2	C3
Potència requerida en la roda (W)	1,96	3,92	2,77	3,45
Parell requerit en la roda (Nm)	0,91	1,82	0,06	0,32
Velocitat angular eix roda (rad/s)	2,15	2,15	43,00	10,70
Velocitat angular eix roda (rpm)	20,53	20,53	410,62	102,18
Reducció en planetari	4,75	4,75	4,75	4,75
Rendiment planetari	0,90	0,90	0,90	0,90
Parell eix entrada reductor (Nm)	0,21	0,43	0,02	0,08
Velocitat angular eix entrada reductor (rpm)	97,5	97,5	1950,4	485,3

En aquest disseny s'opta per l'ús de dos corretges, una per roda, on ambdós es transmeten mitjançant politges de 20 dents, transmetent sense reducció entre l'eix d'entrada de la corretja i el de sortida.

Càlcul de l'amplada de la corretja dentada

En aquest cas s'optaria per l'ús d'una corretja de 4 mm, discriminant el compliment del cas C1b, ja que requeriria d'una corretja de 8 mm, suposant un sobre-dimensionament del disseny, tal com es mostra en la Taula 19. Els càlculs necessaris pel desenvolupament estan detallats en l'annex 6.2, partint de les dades detallades en el primer apartat de l'annex.

Taula 19: Determinació de l'amplada màxima requerida per cada cas en la versió actual

CAS	C1a	C1b	C2	C3
Parell politja (Nm)	0,21	0,43	0,02	0,08
Velocitat angular eix entrada reductor i sortida de la corretja (rpm)	97,5	97,5	1950,4	485,3
Nº dents politges	20	20	20	20
Diàmetre politges (mm)	15,92	15,92	15,92	15,92
F_u (N/cm)	7,95	7,95	4,94	6,48
F politges (N)	26,80	53,60	1,90	9,48
Ample politja (mm)	3,4	6,7	0,4	1,5

Valors teòrics de parell i velocitats del disseny

Finalment, en la Taula 20 es mostra el valor de parell i velocitat angular en la sortida del bogie. En l'annex 6.2 queda detallat els valors de parell i velocitat de tots els elements del conjunt.

Taula 20: Determinació del parell i velocitat angular en els diferents elements de transmissió

CAS	C1a	C1b	C2	C3
Potència requerida en la roda (W)	1,96	3,92	2,77	3,45
Parell requerit en la roda (Nm)	0,91	1,82	0,06	0,32
Velocitat angular eix roda (rad/s)	2,15	2,15	43,00	10,70
Parell roda dentada eix entrada bogie (Nm)	0,66	1,32	0,05	0,23
Rpm roda dentada eix entrada bogie (rpm)	39,0	39,0	780,2	194,1

Imatges del disseny

Es mostren algunes imatges del disseny en diferents vistes, des de la Figura 44 a la Figura 47. Segons els colors es distingeix la corretja en negre, les politges en vermell, les rodes dentades i corones en negre, l'estructura del bogie en blau, les llantes en blanc i els pneumàtics en gris fosc.

Pel disseny 3D s'han negligit els rodaments i s'ha proposat, per reduir l'amplada, l'acoblament interior de la politja en la superfície exterior del planeta i de les rodes dentades d'entrada al bogie.

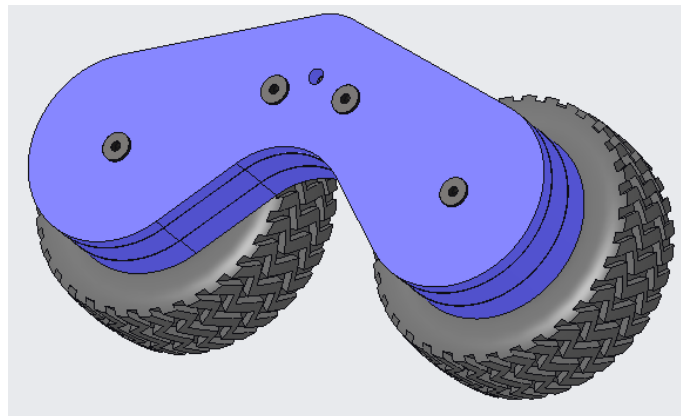



Figura 44: Vista general del disseny

Figura 47: Vista en explosionat de la transmissió del bogie per aquesta proposta de disseny

 Universitat de Lleida Escola Politècnica Superior	Desenvolupament i construcció de la transmissió a les rodes d'un vehicle a petita escala de múltiples eixos amb bogies	
	Autor: Josep Maria Valero Pérez	
	MEMÒRIA	Pàgina: 56 de 149

Valoracions del disseny

El principal problema d'aquest disseny es dona al acoblament de tots els elements mòbils. En aquesta versió s'ha plantejat la unió de diversos elements de transmissió, alguns dels quals per formar un reductor planetari. En aquest s'ha donat el principal problema del disseny: la ubicació dels rodaments.

En la primera versió s'ha negligit la ubicació dels rodaments degut a ser un primer disseny conceptual del qual partir, però en aquest, al fer el plantejament, s'ha vist la dificultat d'ubicació dels rodaments del reductor planetari.

Aquest disseny donava la possibilitat d'analitzar si cada peça era capaç de suportar els esforços que se l'hi requerien pel disseny i les pròpies característiques de la transmissió, però la dificultat d'ubicació dels rodaments, elements essencials en el funcionament de qualsevol eina, provoca la desestimació d'aquest com a versió final.

7.6.3. Versió amb reducció mitjançant planetari a partir d'un model de reductor comercial

En aquesta versió s'utilitza un reductor planetari corresponent a la reducció d'un motor d'una impressora 3D del fabricant BCN3D. La impressora és un model sigma R19 amb un motor que tenia un reductor d'una etapa, amb una reducció de 1:5,18. En aquest cas el reductor ja disposa d'una carcassa que inclou tot el conjunt, pel qual les dimensions i la disposició del mateix està molt limitada. Aquest reductor està pensat per acoblar-se al motor de la impressora esmentada com a ús principal, pel que no es dona valors de parell admissible d'entrada ni de sortida.

L'anàlisi de velocitats, potència i parell requerits en l'eix d'entrada segons els requeriments en la roda es mostra en la Taula 21.

Taula 21: Anàlisi de velocitats i parell en l'eix d'entrada a la roda amb reductor sigma

CAS	C1a	C1b	C2	C3
Potència requerida en la roda (W)	1,96	3,92	2,77	3,45
Parell requerit en la roda (Nm)	0,91	1,82	0,06	0,32
Velocitat angular eix roda (rad/s)	2,15	2,15	43,00	10,70
Velocitat angular eix roda (rpm)	20,53	20,53	410,62	102,18
Reducció en planetari	5,18	5,18	5,18	5,18
Rendiment planetari	0,90	0,90	0,90	0,90
Parell eix entrada reductor (Nm)	0,20	0,39	0,01	0,07
Velocitat angular eix entrada reductor (rpm)	106,4	106,4	2127,0	529,3

Càlcul de l'amplada de la corretja

Els valors es mostren en la Taula 22. En aquest cas també es discrimina el cas C1b, ja que suposaria la instal·lació d'una corretja de 8 mm quan amb una de 4 mm el vehicle ja cobreix els 3 casos restants. Les dades relatives a la corretja dentada i les politges està adjuntada en l'annex 1.

Taula 22: Determinació de l'amplada de la corretja en funció dels requeriments en l'eix d'entrada al reductor

CAS	C1a	C1b	C2	C3
Parell eix eix entrada reductor (Nm)	0,20	0,39	0,01	0,07
Velocitat angular eix entrada reductor (rpm)	106,4	106,4	2127,0	529,3
Reducció corretja	1,0	1,0	1,0	1,0
F_u (N/cm)	7,94	7,94	4,84	6,42
F corretja (N)	24,58	49,15	1,74	8,69
Ample corretja (mm)	3,1	6,2	0,4	1,4

Valors teòrics de parell i velocitats del disseny

En la Taula 23 es determinen els parells i velocitats angulars en l'eix d'entrada al bogie. En l'annex 6.3 es detalla de forma més concreta els valors de parell i velocitat de cada element del conjunt.

Taula 23: Valors de parell i velocitat angular en l'eix d'entrada del bogie

CAS	C1a	C1b	C2	C3
Potència requerida en la roda (W)	1,96	3,92	2,77	3,45
Parell requerit en la roda (Nm)	0,91	1,82	0,06	0,32
Velocitat angular eix roda (rad/s)	2,15	2,15	43,00	10,70
Parell roda dentada eix entrada bogie (Nm)	0,60	1,21	0,09	0,43
Rpm roda dentada eix entrada bogie (rpm)	42,5	42,5	850,8	211,7

Imatges del disseny

Es mostren algunes imatges del disseny en diferents vistes, des de la Figura 48 a la Figura 50. Segons els colors es distingeix la corretja en negre, les politges en vermell, les rodes dentades en negre, l'estructura del bogie en blau, els rodaments en groc, les llantes en blanc i els pneumàtics en gris fosc.

Pel disseny 3D s'han inclòs els rodaments a partir de les dimensions dels eixos que suporten, però no s'ha considerat encara en aquesta versió com subjectar els rodaments als eixos o a l'estructura. Igual que en el cas anterior, s'ha proposat per reduir l'amplada l'acoblament interior de la politja i dels rodaments en la superfície exterior de l'eix d'entrada al reductor i de les rodes dentades d'entrada al bogie. Els altres rodaments s'han acoblat als eixos que subjecten.

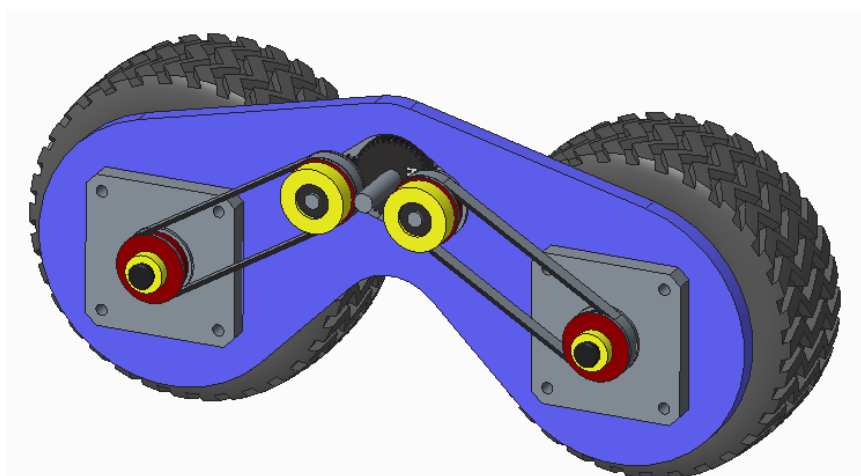


Figura 48: Vista en detall de la transmissió del vehicle

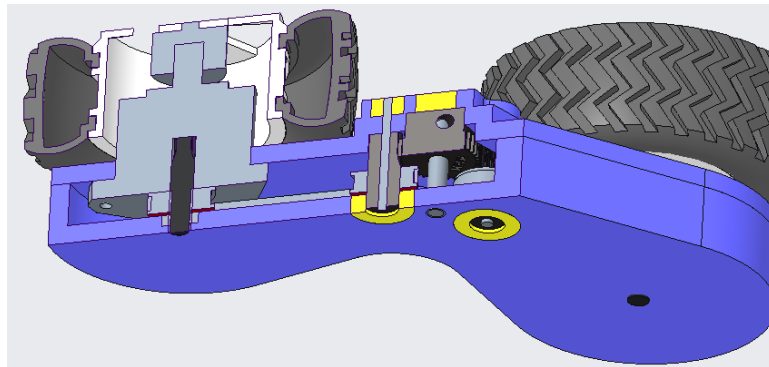
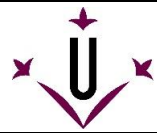


Figura 49: Vista en detall de la transmissió en tall des dels eixos de la roda i de les politges

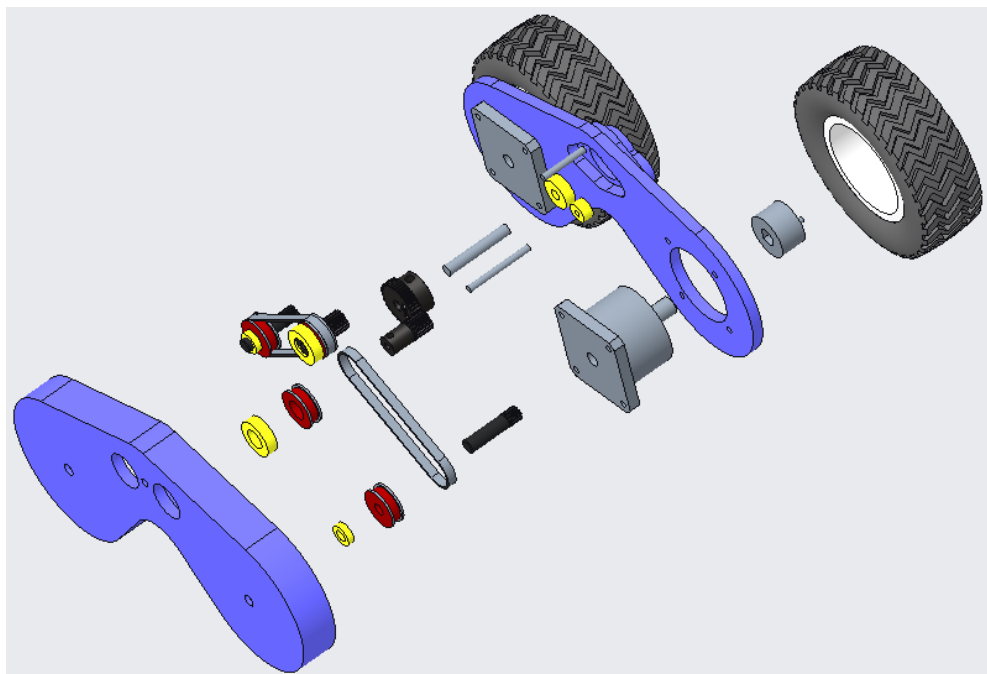


Figura 50: Vista en explosionat de la transmissió proposada per aquesta versió

Valoracions del disseny

El principal problema d'aquest disseny està relacionat amb el reductor que es pretenia instal·lar segons el disseny. Tal com s'ha esmentat al principi d'aquest apartat, el reductor és un component d'una impressora 3D, concretament, és el reductor acoblat al motor que transporta el fil a l'extrusor.

L'eix d'entrada al reductor està preparat per ser el del motor, amb les dimensions del mateix. Per a un funcionament correcte es requereix d'aquest eix, el qual té un diàmetre molt reduït i causa un problema en el disseny del mateix. El problema resulta en que aquest mateix eix està connectat amb la politja de la corretja i provoca unes forces radials que podrien ser excessives per les dimensions de l'eix esmentat.

7.6.4. Versió amb reducció a partir de transmissió directa per corretja

En aquesta versió es planteja la opció de tenir la politja de sortida de la corretja en el mateix eix de la roda sense cap reducció fins a la mateixa. A diferència del primer cas esmentat en que casi no es tenia reducció entre la politja i la roda, en aquest cas es treballa, igual que en casos anteriors, amb dos corretges, una per roda.

En la Taula 24 es mostren els resultats del càlcul de l'amplada de la corretja. Es pot comprovar que l'amplada requerida és excessiva sense tenir reducció en la roda, fet que descarta l'opció descrita. Tot i així es mostren les imatges del disseny proposat i els valors que s'haguessin requerit en l'eix d'entrada al bogie. Els càlculs d'amplada de la corretja es realitzen partint dels valors de l'annex 1.

Taula 24: Càlcul de l'amplada de la corretja pel cas de transmissió per corretja sense reductor en roda

CAS	C1a	C1b	C2	C3
Potència requerida en la roda (W)	1,96	3,92	2,77	3,45
Parell requerit en la roda (Nm)	0,91	1,82	0,06	0,32
Velocitat angular eix roda (rad/s)	2,15	2,15	43,00	10,70
Amplada corretja entrada(mm)	7,3	14,6	0,8	3,0

Valors teòrics de parell i velocitats del disseny

L'anàlisi de velocitats, potència i parell requerits en l'entrada del bogie es mostren en la Taula 25.

Taula 25: Anàlisi de velocitats i parell en l'eix d'entrada al bogie

CAS	C1a	C1b	C2	C3
Potència requerida en la roda (W)	1,96	3,92	2,77	3,45
Parell requerit en la roda (Nm)	0,91	1,82	0,06	0,32
Velocitat angular eix roda (rad/s)	2,15	2,15	43,00	10,70
Parell admissible entrada bogie (Nm)	0,51	0,51	0,51	0,51
Velocitat angular roda dentada entrada bogie (rpm)	118,9	118,9	2377,3	591,6

Imatges del disseny

Es mostren algunes imatges del disseny en diferents vistes, des de la Figura 51 a la Figura 53. Segons els colors es distingeix la corretja en negre, les politges en vermell, les rodes dentades en negre, l'estructura del bogie en blau, els rodaments en groc, les llantes en blanc i els pneumàtics en gris fosc.

Pel disseny 3D s'han inclòs els rodaments a partir de les dimensions dels eixos que suporten, però no s'ha considerat encara en aquesta versió com subjectar els rodaments als eixos o a l'estructura.

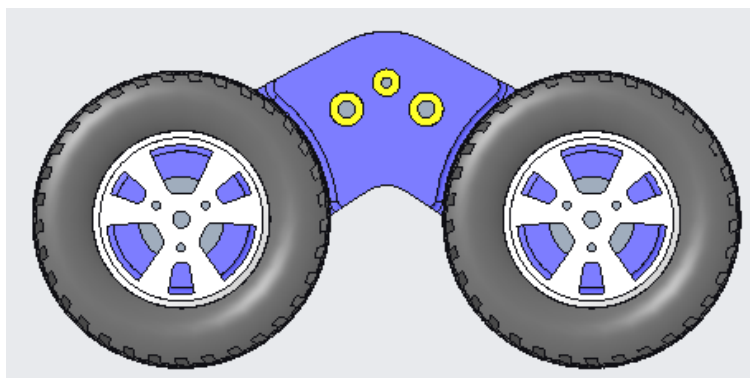
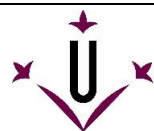


Figura 51: Vista lateral del disseny

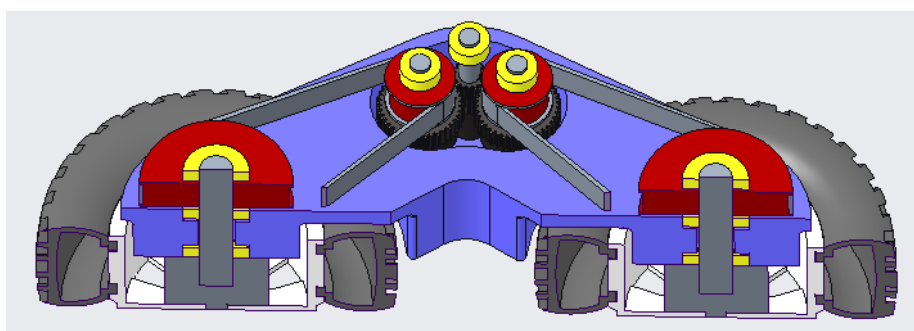


Figura 52: Vista detallada de la transmissió del vehicle (amb tall a l'altura dels eixos de les rodes)

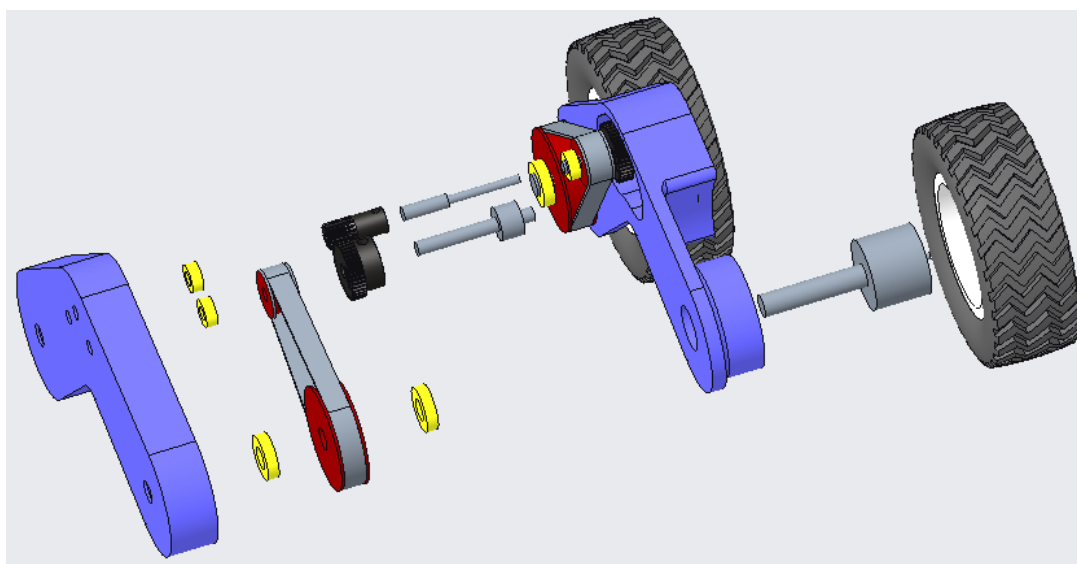


Figura 53: Vista en explosionat del disseny

7.6.5 Versió amb reducció a partir de rodes dentades còniques de KHK gears

En aquesta versió es planteja l'opció d'utilitzar únicament rodes dentades còniques en el bogie, sense requerir de corretges, reductors planetaris o rodes dentades rectes. Les rodes dentades que s'utilitzen són del fabricant KHK gears, detallat en l'annex 3.

Valors teòrics de parell i velocitats del disseny

Els valors de velocitats, potències i parells requerits en l'eix d'entrada al bogie es mostren en la Taula 26.

Taula 26: Anàlisi de velocitats i parell en l'eix d'entrada a la roda amb reductor cònic de KHK gears

CAS	C1a	C1b	C2	C3
Potència requerida en la roda (W)	1,96	3,92	2,77	3,45
Parell requerit en la roda (Nm)	0,91	1,82	0,06	0,32
Velocitat angular eix roda (rad/s)	2,15	2,15	43,00	10,70
Parell roda dentada entrada bogie (Nm)	0,38	0,75	0,03	0,13
Velocitat angular roda dentada entrada bogie (rpm)	61,6	61,6	1231,9	306,5

Imatges del disseny

Es mostren algunes imatges del disseny en diferents vistes, des de la Figura 54 a la Figura 57. Segons els colors es distingeix la corretja en negre, les politges en vermell, les rodes dentades en negre, l'estructura del bogie en blau, els rodaments en groc, les llantes en blanc i els pneumàtics en gris fosc.

Pel disseny 3D s'han inclòs els rodaments a partir de les dimensions dels eixos que suporten, però no s'ha considerat encara en aquesta versió com subjectar els rodaments als eixos o a l'estructura.

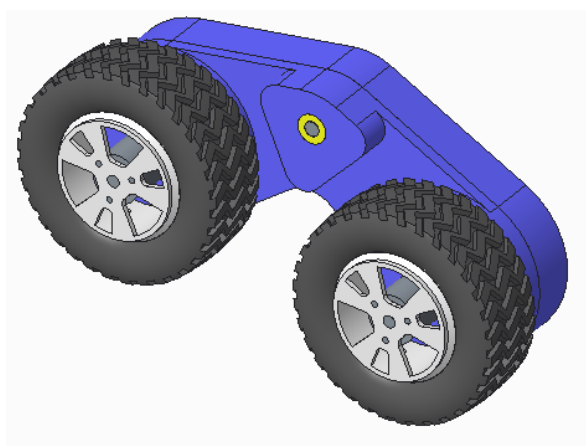


Figura 54: Vista general del disseny

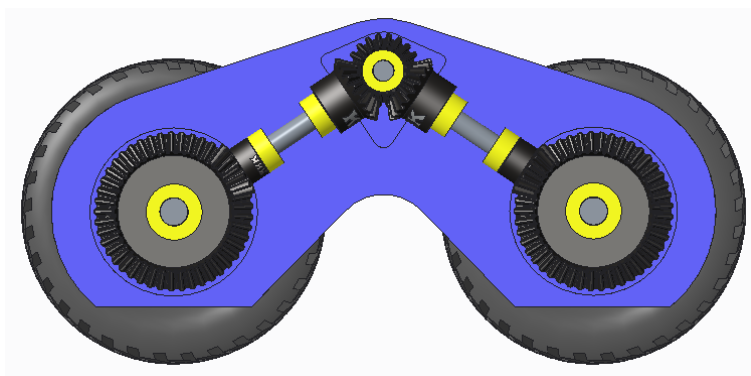
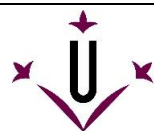


Figura 55: Vista en detall de la transmissió (ocultant el suport dels eixos perpendiculars)

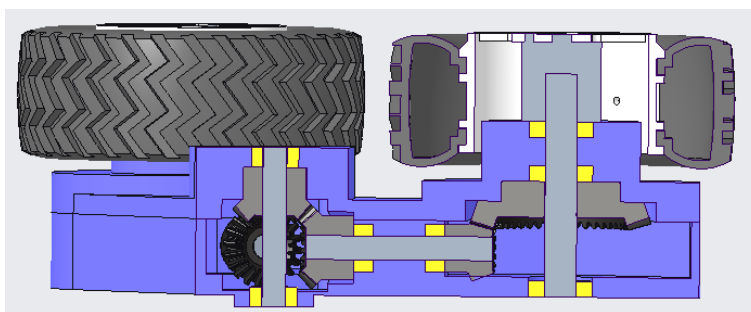


Figura 56: Vista de detall de la transmissió (vista en tall dels eixos de roda i d'entrada al bogie)

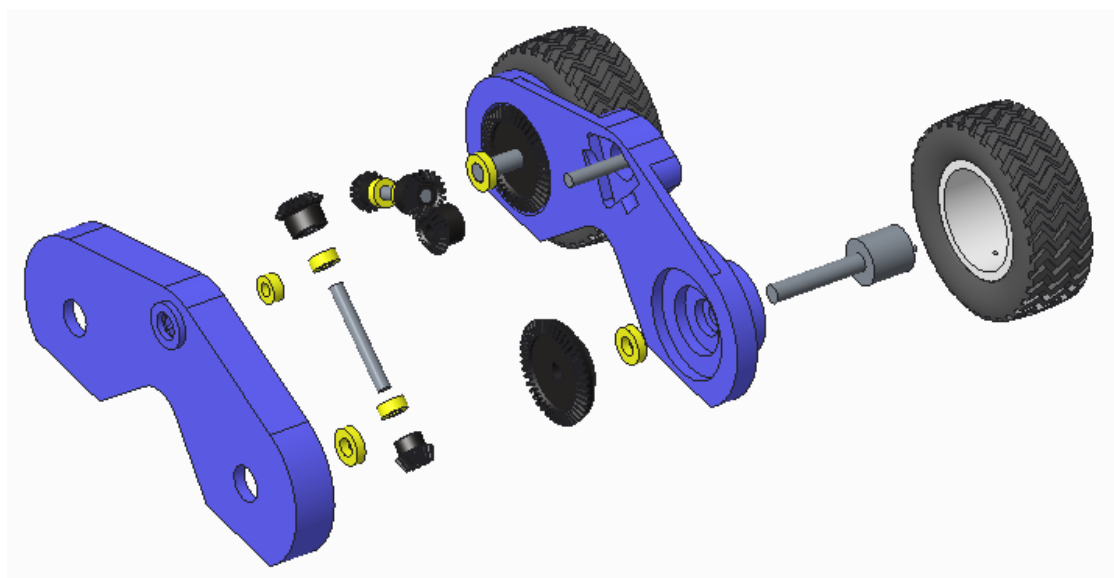



Figura 57: Vista en explosionat del disseny

 Universitat de Lleida Escola Politècnica Superior	Desenvolupament i construcció de la transmissió a les rodes d'un vehicle a petita escala de múltiples eixos amb bogies	
	Autor: Josep Maria Valero Pérez	
	MEMÒRIA	Pàgina: 64 de 149

Valoracions del disseny

Aquest disseny en particular va sorgir per la necessitat de tenir peces que permetessin un parell alt sense ocupar massa espai i simplificant la ubicació dels rodaments, problema que ha fet desestimar versions anteriors.

L'absència de corretges simplifica el muntatge en quant a les limitacions de parell, ja que en les corretges, el parell admissible depèn de l'amplada de la mateixa. En canvi, en les rodes dentades còniques, el parell admissible depèn del material i de la fabricació a part de les dimensions. Tal com s'ha esmentat prèviament, s'ha tingut que especificar un tipus de relació i material en concret per complir amb tots els casos.

Com a aspecte negatiu d'aquest disseny, el cost. Aquests són rodes dentades pensades en la indústria, amb unes condicions de fabricació molt concretes. Aquestes rodes dentades estan pensades per durar un llarg període de temps a alts parells, a patir esforços contínuament, pel que el cost de fabricació és excessiu pel projecte que s'estudia.

Com a alternativa, s'ha trobat durant les valoracions d'aquest disseny un kit de rodes dentades còniques destinades a vehicles de radio-control. No hi ha valors de parell admissible, però les seves dimensions més reduïdes i el seu cost molt més assequible fan d'una opció interessant a estudiar i implementar. L'estudi al respecte es realitzarà l'apartat següent.

7.6.6. Versió amb reducció mitjançant rodes dentades còniques de vehicles de radio-control

En aquest apartat es realitza una variació del disseny esmentat utilitzant unes rodes dentades destinades a vehicles de radio-control trobats a la web d'amazon.

Valors teòrics de parell i velocitats del disseny

L'anàlisi de velocitats, potència i parell requerits en l'eix d'entrada al bogie segons els requeriments en la roda es mostra en la Taula 27.

Taula 27: Anàlisi de velocitats i parell en l'eix d'entrada a la roda amb reductor cònic d'amazon

CAS	C1a	C1b	C2	C3
Potència requerida en la roda (W)	1,96	3,92	2,77	3,45
Parell requerit en la roda (Nm)	0,91	1,82	0,06	0,32
Velocitat angular eix roda (rad/s)	2,15	2,15	43,00	10,70
Parell roda dentada eix entrada bogie (Nm)	0,31	0,63	0,04	0,22
Velocitat angular eix entrada bogie (rpm)	82,1	82,1	1642,5	408,7

Imatges del disseny

Es mostren algunes imatges del disseny en diferents vistes, des de la Figura 58 a la Figura 61. Segons els colors es distingeix la corretja en negre, les politges en vermell, les rodes dentades en negre, l'estructura del bogie en blau, els rodaments en groc, les llantes en blanc i els pneumàtics en gris fosc.

Pel disseny 3D s'han inclòs els rodaments a partir de les dimensions dels eixos que suporten, considerant ja en aquesta versió com subjectar els rodaments als eixos o a l'estructura amb paràmetres definits de referència per les dimensions dels rodaments. No s'han inclòs els visos necessaris per subjectar les rodes dentades ni els necessaris per subjectar el bogie en una sola peça.

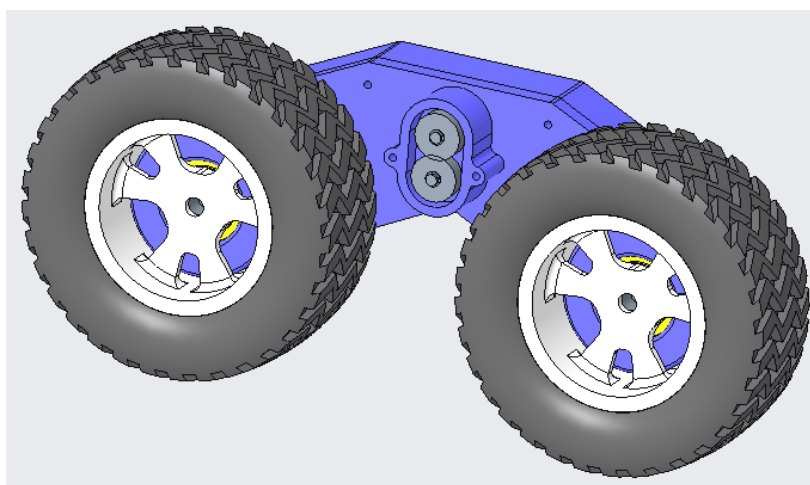


Figura 58: Vista general del disseny

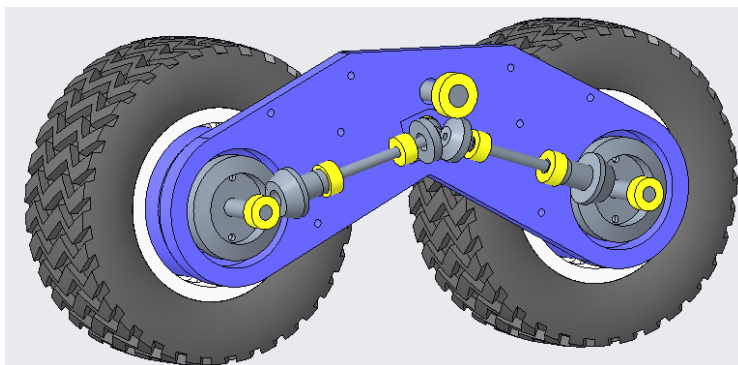
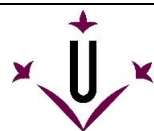


Figura 59: Vista general del disseny (negligint el suport dels eixos)

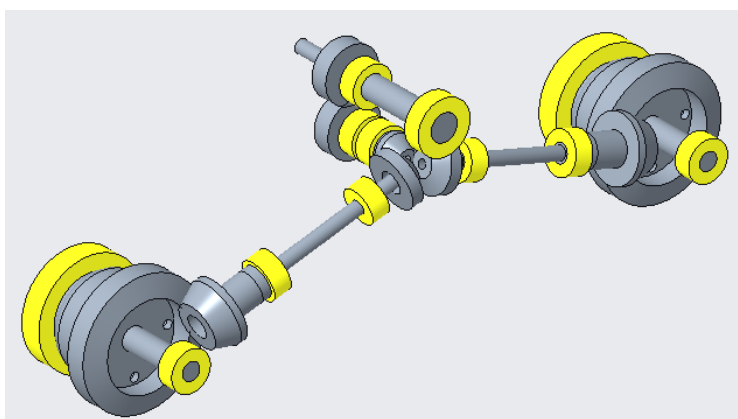


Figura 60: Vista en detall de la transmissió (negligint l'estructura)

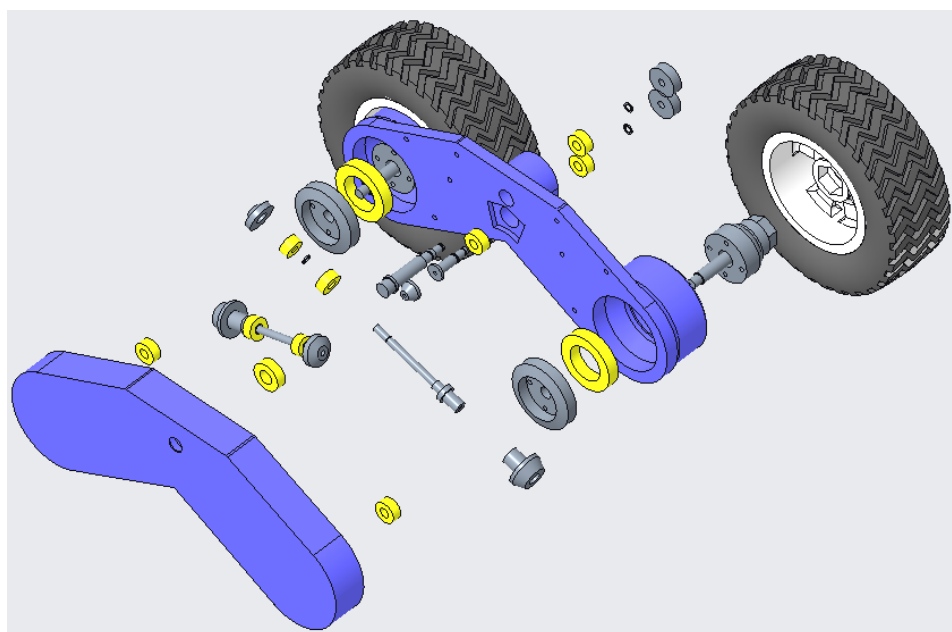



Figura 61: Vista en explosionat del disseny

 Universitat de Lleida Escola Politècnica Superior	Desenvolupament i construcció de la transmissió a les rodes d'un vehicle a petita escala de múltiples eixos amb bogies	
	Autor: Josep Maria Valero Pérez	
	MEMÒRIA	Pàgina: 67 de 149

Valoracions del disseny

Com s'ha comentat a l'inici d'aquest apartat, aquesta versió sorgeix de l'opció de realitzar una versió més econòmica de la versió anterior on s'utilitzaven rodes dentades de la marca KHK.

En aquest cas s'ha procurat adaptar uns elements existents amb les dimensions corresponents a un disseny existent, obtenint el resultat descrit prèviament. En aquesta versió, igual que en l'alternativa proposada prèviament, les rodes dentades còniques no requereixen d'una corretja en l'interior del bogie, eliminant doncs la limitació del parell màxim en funció de l'amplada de la mateixa. Aquest fet dona bastant joc del disseny, ja que el parell amb que poden treballar sols depèn de les característiques constructives dels mateixos.

Tal com s'ha vist a la Taula 27, en el cas C1a, per exemple, es parteix d'un requeriment de parell de 0,912 Nm en la roda i un parell en la entrada del bogie requerit de 0,313 Nm. Comparant aquests dos casos es pot calcular una reducció de parell de 1:2,9, el qual no representa un valor molt elevat de desmultiplicació. Aquest valor de desmultiplicació tant reduït, a partir dels elements existents, planteja el dubte de si val la pena la construcció d'aquesta versió tant complexa de fabricació, degut principalment a l'alta precisió de muntatge requerida dels elements mòbils disposats.

Aquesta versió, tot i tenir el punt econòmic a favor, no es marca com a opció final a l'espera de trobar una versió amb major desmultiplicació, tenint alhora un cost econòmic no molt elevat i amb major facilitat de fabricació.

7.6.7. Versió amb reducció mitjançant planetari a partir d'un model modificat d'una cargoladora Einhell

En aquesta versió s'utilitza un reductor planetari corresponent a la reducció existent entre el motor i la sortida d'una cargoladora Einhell. En aquest cas el reductor no està al 100% en el disseny, explicant a continuació les accions realitzades prèvies al disseny.

S'ha elegit el reductor d'una cargoladora per les dimensions i cost del mateix. Si es pretén partir de reduccions planetàries comercials, tal com s'ha provat en l'apartat 6.3, es necessita en la majoria dels casos la roda dentada de sortida del motor pel qual està dissenyat, dificultant el disseny del conjunt de transmissió.

En el cas d'una cargoladora, es té una reducció de 1 o 2 etapes, totes planetàries, i en unes dimensions menors. Alhora, alguns trepants tenen un cost inferior al d'un reductor dissenyat per motors. El major inconvenient d'aquest sistema és, com en algunes versions proposades anteriorment, el parell admissible desconegut. A continuació s'explica les modificacions realitzades en el reductor del trepant utilitzat.

Partint del model Einhell mostrat en la Figura 62, s'ha desmuntat tot el sistema fins aconseguir el reductor del mateix. En la Figura 63 es mostren els elements interns del reductor planetari, tals com les rodes dentades rectes, el braç que connecta la primera etapa amb la segona, entre altres. El reductor muntat es mostra en la Figura 64.



Figura 62: Model de trepant Einhell del que s'ha extret el reductor



Figura 63: Rodes dentades internes del reductor planetari

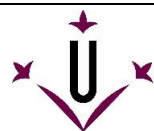


Figura 64: Imatge on es mostra visualment la relació de diàmetres i el número de dents del reductor en la segona etapa, on el planeta té 9 dents. S'utilitza la primera, amb planeta de 6 dents (visible en Figura 65).

Per aprofitar les peces del reductor i facilitar el disseny s'aprofiten diverses peces del sistema. Es mostren a continuació en la Figura 65, amb tots els components desglossats.

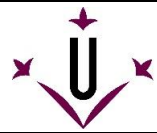


Figura 65: Parts del reductor final utilitzat.
D'esquerra a dreta: entrada al reductor, el planeta, els satèl·lits, la sortida del reductor.

Explicació de les parts utilitzades:

- Sortida del reductor: S'utilitza la sortida original del reductor planetari, on s'ubicava el portabroques. Al tenir unes pestanyes relativament resistents, s'acobla en aquest l'element de transferència de parell del reductor a la roda, per així tenir una peça resistent en quant a parell admissible.
- Satèl·lits i porta-satèl·lits: S'utilitza el porta-satèl·lits original de la segona etapa i els satèl·lits de la mateixa.
- Entrada del reductor i planeta: S'utilitza el porta-satèl·lits de la primera etapa com a entrada del reductor, ja que porta incorporat el satèl·lit en la mateixa peça. D'aquesta forma es facilita la transmissió de parell cap al reductor, sense tenir dificultats en com subjectar el planeta.

En quant a la resta del disseny, s'utilitza igual que en propostes anteriors, l'ús de dos corretges independents amb politges amb relació 1:1. Aquestes es connecten, la de sortida, a l'eix d'entrada al reductor i la d'entrada, a un eix pròxim a l'eix d'entrada al bogie, transmetent a aquest a partir de rodes dentades rectes, els quals són dels sobrants del reductor del trepant utilitzat en aquesta versió, amb una relació de 1:1 i uns diàmetres de treball de 11,2 mm.



Nomenclatura i funcionament: En aquest disseny es tenen 4 eixos diferenciats:

- Eix de la roda, en la sortida del reductor planetari.
- Eix d'entrada en el reductor, que rep potència de la corretja i la transmet a la roda a través del reductor planetari.
- Eix d'entrada al bogie, rebent potència des del basculant i transmetent-la mitjançant una roda dentada recta.
- Eix paral·lel al d'entrada al bogie (eix d'entrada a la politja), el qual transmet la potència rebuda de l'eix d'entrada del bogie a través de les rodes dentades rectes cap a la corretja dentada.

Previ al càlcul de velocitats i parells, es mostren els eixos per aclarir nomenclatura. Es mostra en la Figura 66.

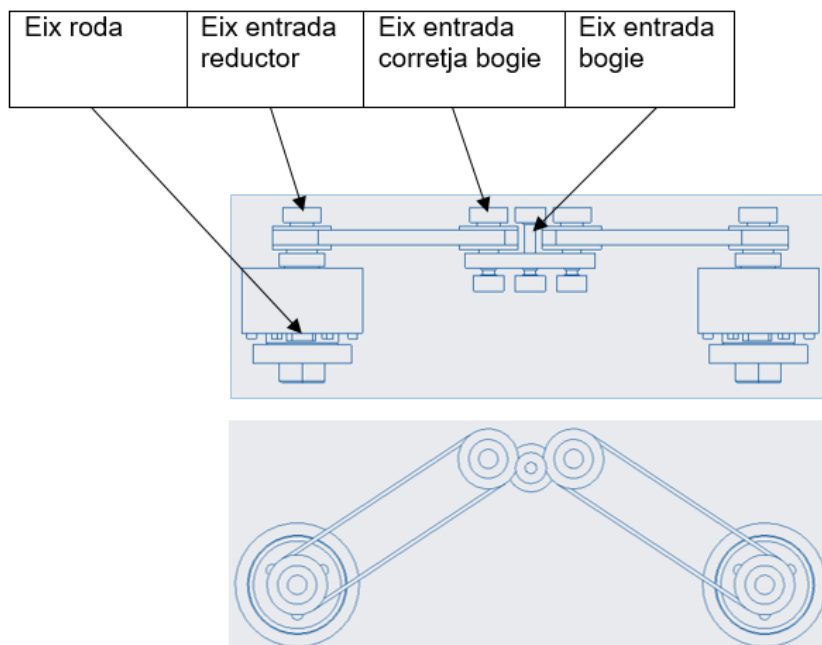


Figura 66: Nomenclatura dels eixos per aquest apartat

Igual que en el cas anterior, es suposa un rendiment entre l'entrada i la sortida de la reducció de 0,9. Els valors de velocitat i parell a la sortida del reductor es mostra en la Taula 28.

Les dades relatives a la corretja dentada i les politges està adjuntada en l'annex 1.

Taula 28: Anàlisi de velocitats i parell en l'eix d'entrada a la roda amb el reductor del trepant

CAS	C1a	C1b	C2	C3
Potencia requerida en la roda (W)	1,96	3,92	2,77	3,45
Parell requerit en la roda (Nm)	0,91	1,82	0,06	0,32
Velocitat angular eix roda (rad/s)	2,15	2,15	43,00	10,70
Velocitat angular eix roda (rpm)	20,53	20,53	410,62	102,18
Reducció reductor planetari	9,0	9,0	9,0	9,0
Rendiment reductor planetari	0,90	0,90	0,90	0,90
Parell eix entrada reductor (Nm)	0,11	0,23	0,01	0,04
Velocitat angular eix entrada reductor (rpm)	184,8	184,8	3695,6	919,6

En la Taula 29 es mostren els càlculs de l'amplada de la corretja necessària per cada cas, partint de les velocitats en l'eix d'entrada al reductor, que alhora és l'eix de sortida de la corretja. Es negligeix el compliment del cas C1b, ja que duplica el valor d'amplada de la corretja. Així doncs, es pren com a valor d'amplada 3 mm.

Taula 29: Determinació de l'amplada de la corretja en funció dels requeriments en l'eix d'entrada al reductor del trepant

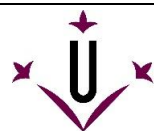
CAS	C1a	C1b	C2	C3
Parell eix entrada reductor (Nm)	0,11	0,23	0,01	0,04
Velocitat angular eix entrada reductor (rpm)	184,8	184,8	3695,6	919,6
Nº dents politja	17	17	17	17
Diàmetre politja (mm)	13,50	13,50	13,50	13,50
F _u (N/cm)	7,50	7,50	4,18	5,81
F corretja (N)	16,68	33,36	1,18	5,90
Ample corretja (mm)	2,6	5,2	0,3	1,2

Valors teòrics de parell i velocitats del disseny

Tenint en compte un rendiment del 90% en totes les transmissions, es calculen les velocitats i parells en cada element de transmissió en la Taula 30. S'ha tingut en compte en l'eix d'entrada del bogie que en els casos C2 i C3 es transmet potència a les dos rodes.

Taula 30: Determinació del parell i velocitat angular en l'eix d'entrada del bogie i dels elements de transmissió fins la roda

CAS	C1a	C1b	C2	C3
Potencia requerida en la roda (W)	1,96	3,92	2,77	3,45
Parell requerit en la roda (Nm)	0,91	1,82	0,06	0,32
Velocitat angular eix roda (rad/s)	2,15	2,15	43,00	10,70
Velocitat angular eix roda (rpm)	20,53	20,53	410,62	102,18
Reducció reductor planetari	9,0	9,0	9,0	9,0
Rendiment reductor planetari	0,90	0,90	0,90	0,90
Parell eix entrada reductor (Nm)	0,11	0,23	0,01	0,04
Velocitat angular eix entrada reductor (rpm)	184,8	184,8	3695,6	919,6
Rendiment corretja bogie	0,90	0,90	0,90	0,90
Relació corretja bogie	1,0	1,0	1,0	1,0
Parell eix entrada corretja bogie (Nm)	0,13	0,25	0,01	0,04
Rpm eix entrada corretja bogie (rpm)	184,8	184,8	3695,6	919,6
Rendiment engranatges entrada bogie	0,90	0,90	0,90	0,90
Relació engranatges entrada bogie	1,0	1,0	1,0	1,0
Parell roda dentada eix entrada bogie (Nm)	0,14	0,28	0,02	0,10
Velocitat angular roda dentada, eix entrada bogie (rpm)	184,8	184,8	3695,6	919,6



Imatges del disseny

Es mostren algunes imatges del disseny en diferents vistes, des de la Figura 67 i la Figura 74. Segons els colors es distingeix la corretja en negre, les politges en vermell, les rodes dentades rectes en gris fosc (eixos entrada bogie), la corona i el reductor planetari en gris fosc (eix roda), l'estructura del bogie en blau, els rodaments en groc, l'eix de sortida del reductor en verd, el suport del rodament de l'eix de sortida del reductor en vermell, l'eix d'entrada al reductor en lila, el suport del rodament de l'eix d'entrada al reductor en groc fosc, els eixos d'entrada del bogie i d'entrada a la politja en lila, les llantes en blanc i els pneumàtics en gris fosc. L'eix d'entrada del bogie no té encara el disseny necessari requerit per la transmissió provinent del basculant, la qual es realitzarà en apartats posteriors.

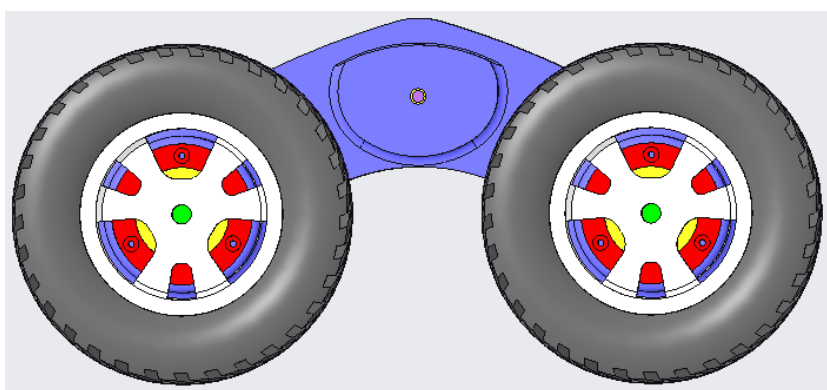


Figura 67: Vista lateral del disseny

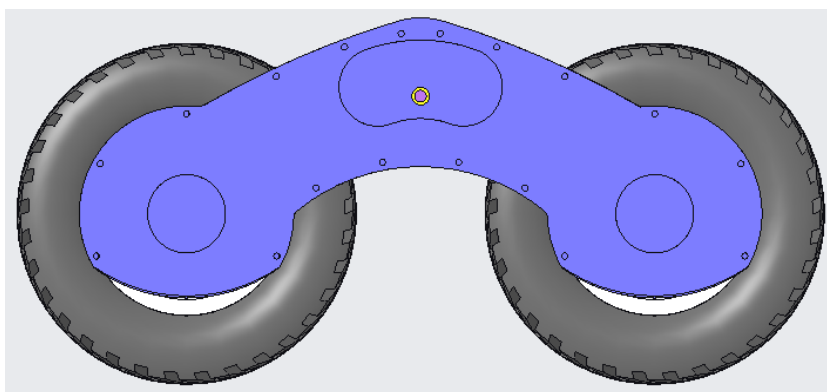


Figura 68: Vista lateral del disseny (vista oposada a la Figura 67)

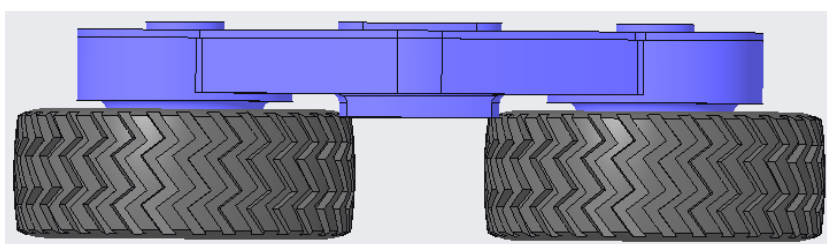


Figura 69: Vista superior del disseny

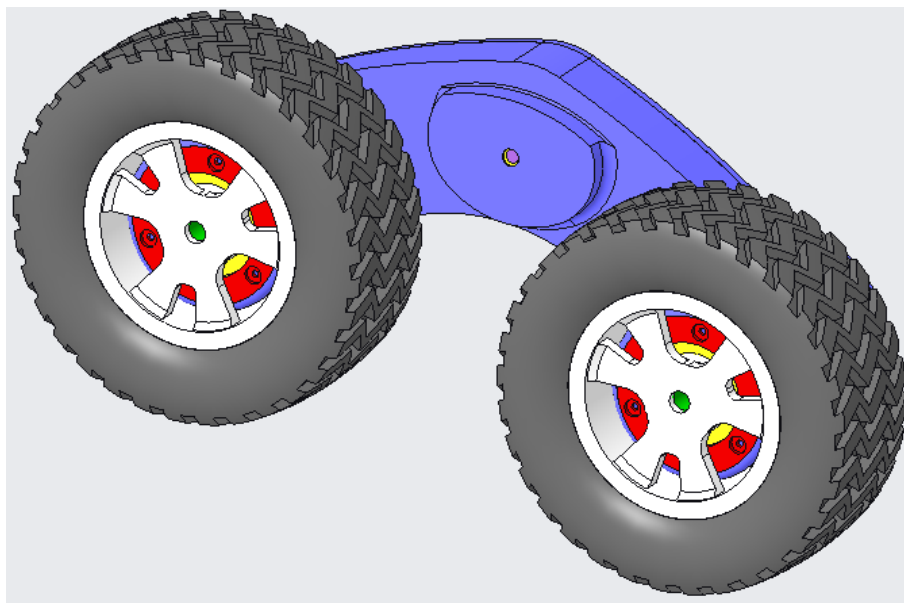
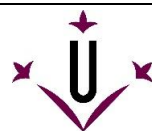


Figura 70: Vista general del disseny

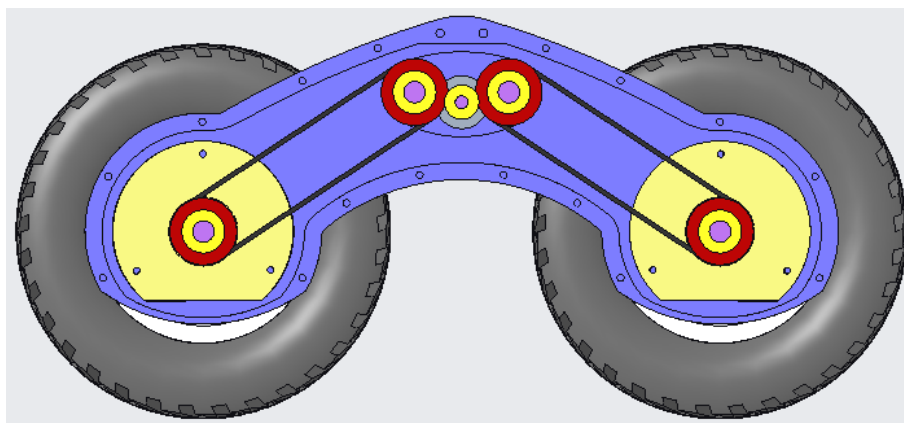


Figura 71: Vista en detall de la transmissió

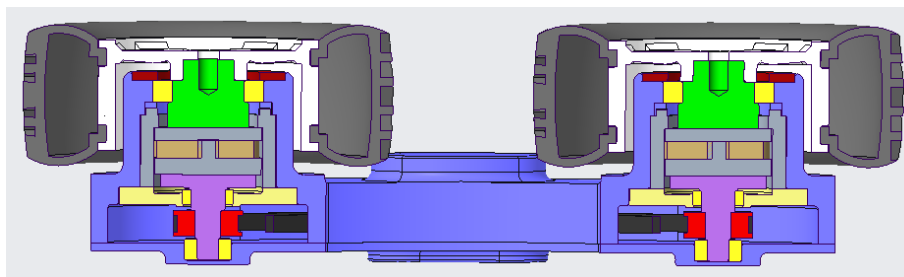


Figura 72: Vista en tall en els eixos de les rodes

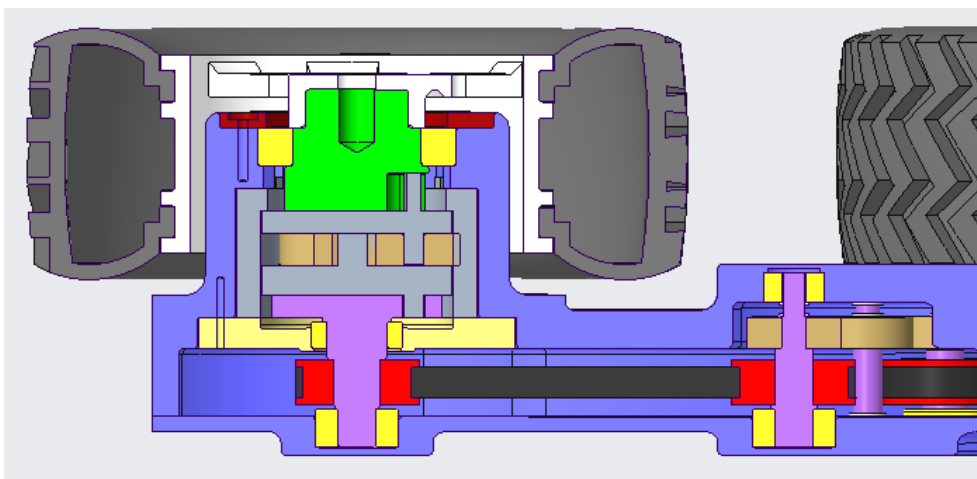
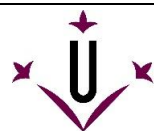


Figura 73: Vista en tall dels eixos de les politges

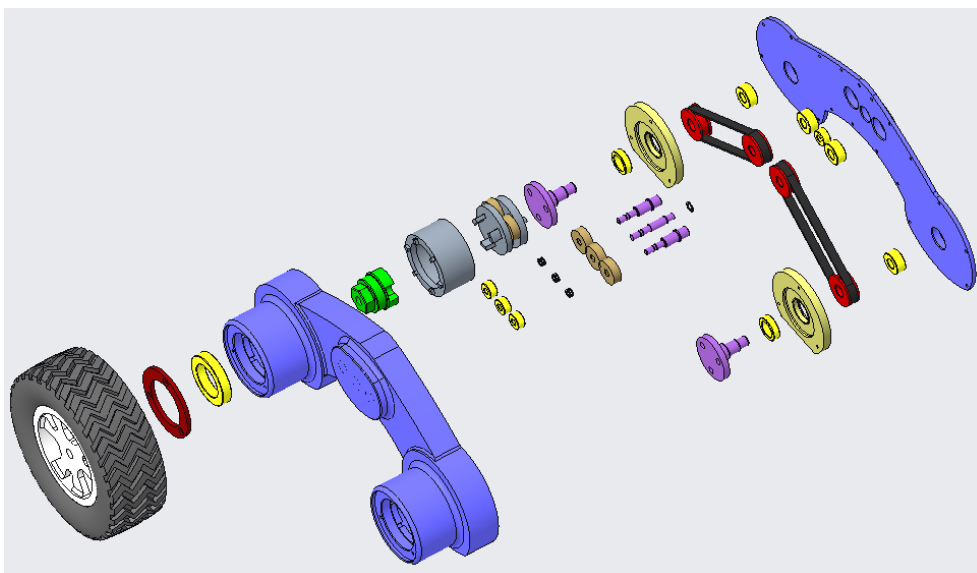



Figura 74: Vista en explosionat del disseny

 Universitat de Lleida Escola Politècnica Superior	Desenvolupament i construcció de la transmissió a les rodes d'un vehicle a petita escala de múltiples eixos amb bogies	
	Autor: Josep Maria Valero Pérez	
	MEMÒRIA	Pàgina: 76 de 149

Valoracions del disseny

Aquest disseny parteix de l'adaptació de diversos elements esmentats en dissenys anteriors, tenint alhora, la unió d'un reductor planetari obtingut d'una cargoladora. El trepant sorgeix com a alternativa per obtenir un reductor adaptable al disseny i amb un cost no molt elevat.

Com es pot veure en el disseny final, s'ha plantejat d'aprofitar peces sobrants del trepant per al propi disseny, tal com l'ús dels satèl·lits de la etapa sobrant com a rodes dentades rectes a l'entrada del bogie. Donada aquesta opció, el cost del disseny es reduïa, ja que rodes dentades d'aquest volum tan reduït acostuma a anar acompanyat d'un procés de fabricació complex, provocant alhora un cost elevat. Tenint en consideració aquestes consideracions, es té en compte que en caire econòmic, d'accepta el disseny actual.

En relació als valors de parell, es té pel cas C1a, com a exemple, un valor de moment requerit en la roda de 0,912 Nm i un valor de 0,14 Nm en la entrada del bogie, o el que és el mateix, una reducció de parell de l'ordre de 1:6,5.

Com a comparativa amb la versió considerada prèviament, on s'adapta el disseny a unes rodes dentades còniques comercials, es té una reducció de parell de menys del 50% respecte el cas actual. Alhora, en aquest cas, sols es treballa amb eixos paral·lels, pel que es fa més simple de construir que en el cas previ on es requereixen eixos perpendiculars amb poc marge d'error. Com a conclusió dels aspectes esmentats en aquest paràgraf, es descarta la versió de les rodes dentades còniques comercials i es pren el disseny actual com a disseny final.

En apartats posteriors es detalla de forma més específica els paràmetres de treball amb el disseny actual, es detallen els plànols de les parts a construir, les tècniques i materials necessaris per a tal fi i el conjunt o conjunts motrius possibles en el prototip final.

Nomenclatura i definició dels elements principals del disseny

Un cop definit quin serà el disseny o la base de disseny final del bogie, es creu necessari definir les peces principals del disseny previ al correcte desenvolupament dels posteriors apartats, tenint la referència prèvia a les posteriors explicacions.

En aquest apartat únicament s'esmenten i es fa una breu definició, sense entrar en detall del disseny de cada peça ja que poden sofrir modificacions de disseny prèvies a la implementació de les mateixes, ja que alguns elements són comercials (politges o reductor planetari), altres es mecanitzen (eixos) i altres es fabricaran amb impressora 3D. En apartats posteriors s'explicarà i es mostrarà més en detall cada peça i es definirà el mètode de fabricació i si s'escau, possibles modificacions que hagin pogut sofrir.

S'esmentarà en aquest apartat els rodaments plantejats per al disseny, definint les seves dimensions amb (diàmetre interior)x(diàmetre exterior)x(gruix).

Estructura del bogie

Els elements principals estan formats per l'element base i la tapa del mateix.

En l'element base, mostrat en la Figura 75, es fixa el reductor, les rodes, els rodaments necessaris per a subjectar els eixos corresponents. Aquesta peça és la més voluminosa del bogie ja que està pensat per ser la peça que suporti la majoria d'esforços del conjunt.

La tapa del bogie, mostrat en la Figura 76, únicament té la funció de protegir l'interior del bogie d'elements exteriors i suportar els rodaments que sostenen els eixos que hi estan ubicats.

En aquest mateix apartat es defineixen els eixos i es detallarà els punts de suport dels mateixos.

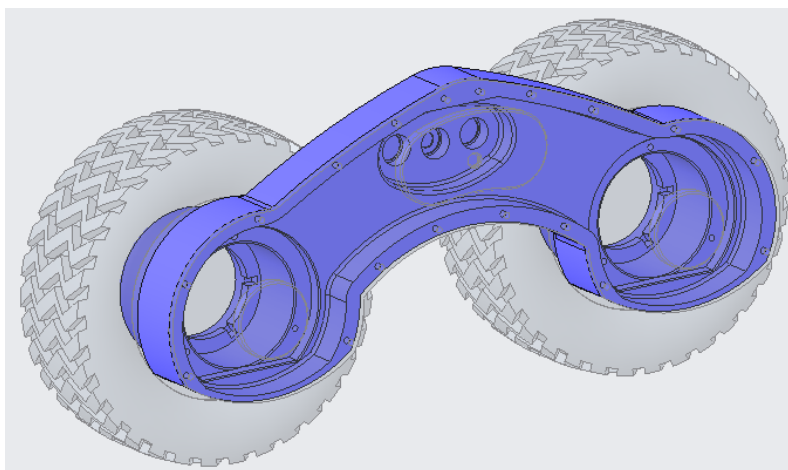


Figura 75: Base del bogie (en blau), part de l'estructura del bogie

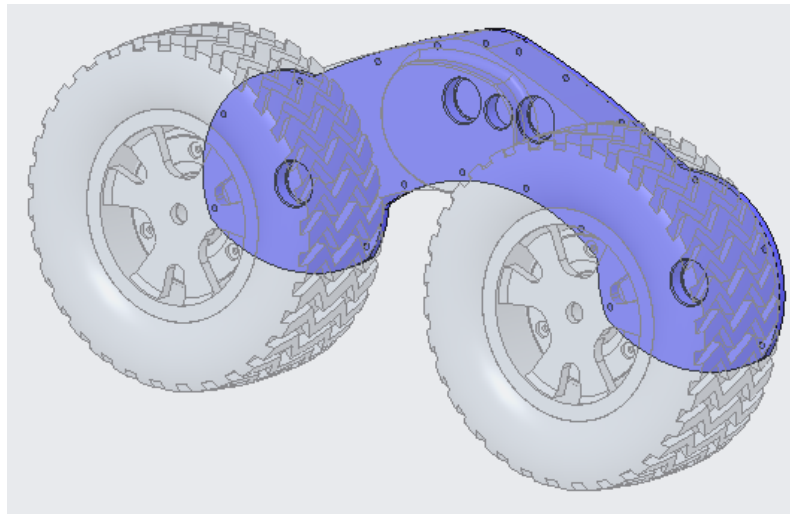
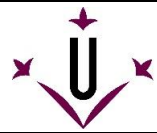


Figura 76: Tapa del bogie (en blau), part de l'estructura del bogie

Eix d'entrada al bogie

En la Figura 77 es mostra l'eix que rebrà la potència del basculant i la transmetrà amb rodes dentades rectes als eixos que allotgen les politges d'entrada de les corretges del bogie. Aquest eix posteriorment, quan es dissenyi el basculant requerirà de ser modificat per poder allotjar els elements de transmissió pertinents a les noves peces. El disseny mostrat aquí doncs, es provisional, quedant pendent les variacions esmentades.

Actualment, el conjunt mostrat en la Figura 78 conté, com ja s'ha esmentat, una roda dentada recta per distribuir la potència als eixos d'entrada a la corretja del bogie i dos rodaments que el subjecten a l'estructura del bogie, tant a la tapa del bogie com a la base del bogie amb rodaments de 3x8x4.

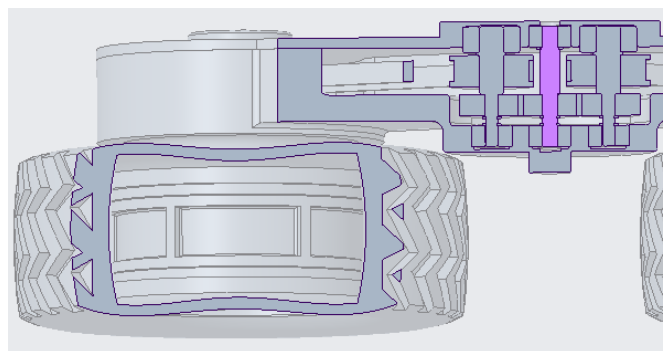


Figura 77: Eix d'entrada al bogie (en lila)

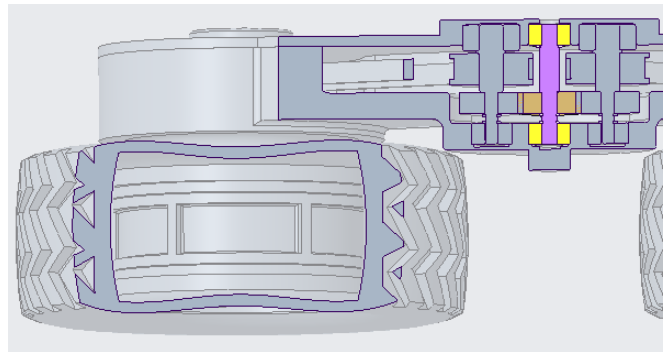
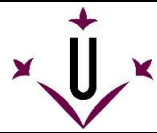


Figura 78: Conjunt de l'eix d'entrada al bogie, amb l'eix en lila, els rodaments en groc i la roda dentada en marró)

Eix d'entrada a la corretja del bogie

En la Figura 79 es mostra l'eix d'entrada a la corretja del bogie. Aquest element rep la potència de l'eix d'entrada del bogie a través de rodes dentades rectes i la transmet a la politja connectada a la corretja del bogie. Aquests elements estan mostrats en la Figura 80, on també es mostren els dos rodaments que subjecten l'eix a l'estructura. Aquests són un de 5x11x5 en la tapa del bogie i un de 3x8x4 en la base del bogie.

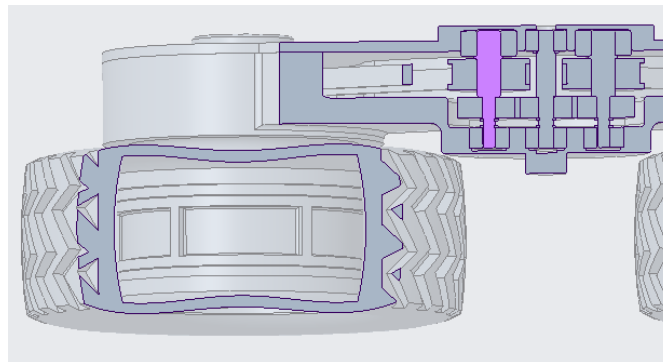


Figura 79: Eix d'entrada a la corretja del bogie (en lila)

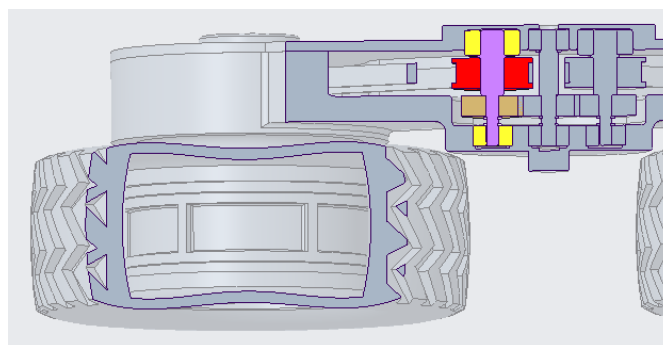


Figura 80: Conjunt de l'eix d'entrada a la corretja del bogie, amb l'eix en lila, la roda dentada recta en marró, la politja en vermell i els rodaments en groc.

Conjunt d'entrada al reductor

En les posteriors figures es mostren els elements corresponents a l'eix d'entrada al reductor.

L'eix d'entrada al reductor per si sol està mostrat en la Figura 81. Aquest eix rep potència d'una politja connectada a la corretja del bogie i la transmet al reductor planetari.

En la Figura 82 es mostren els rodaments que subjecten l'eix i la politja que li subministra potència provinent del motor. Els rodaments utilitzats en aquest eix són un de 5x11x5 en la part superior, subjectat en el seu exterior a la tapa del bogie, i un rodament de 8x12x3.5 subjectat per un suport addicional que està unit a l'estructura base del vehicle.

En la sortida de l'eix, en la part de major diàmetre de l'eix s'acobra l'entrada al reductor planetari. Aquest element té 3 cilindres sortint de la peça plana, i l'eix s'encaixa als 3 cilindres sortints i en contacte amb la part plana per limitar el moviment en l'eix longitudinal. La peça d'entrada al reductor es mostra en la Figura 83.

Finalment, en la Figura 84 es mostra un element estructural de suport, anomenada suport d'entrada al reductor, el qual sosté el rodament de 8x12x3.5 esmentat, i alhora limita els moviments en l'eix longitudinal, ajudant a tenir tots els elements del reductor en les posicions necessàries pel seu correcte moviment. Aquesta peça s'uneix amb visos a l'estructura base del bogie.

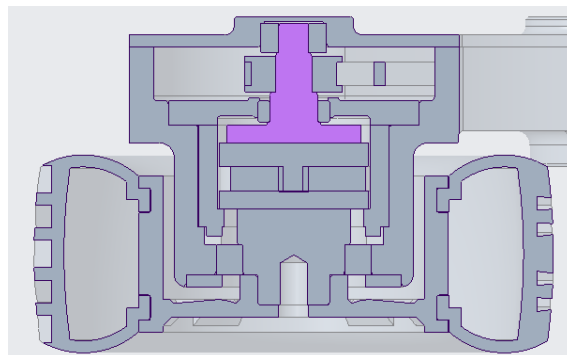


Figura 81: Eix d'entrada al reductor (en lila), part del conjunt d'entrada al reductor

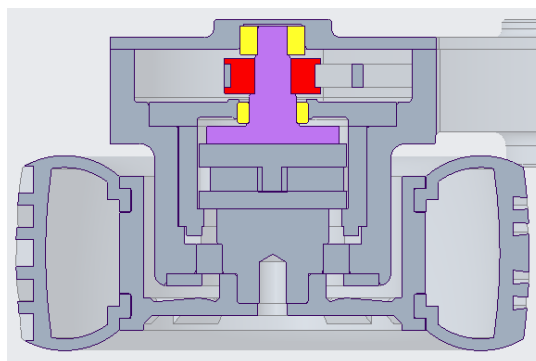


Figura 82: Conjunt de l'eix d'entrada al reductor, amb l'eix en lila, la politja en vermell i els rodaments en groc

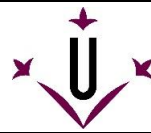


Figura 83: Element d'entrada al reductor planetari (element mostrat prèviament en la Figura 65)

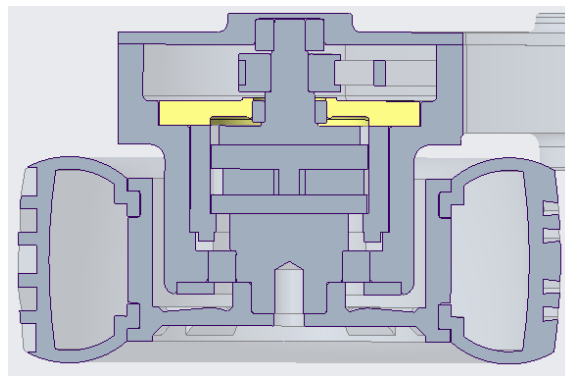


Figura 84: Suport del rodament de l'eix d'entrada al reductor (en daurat), part del conjunt d'entrada al reductor

Conjunt de l'eix de la roda

En la Figura 85 es mostra l'eix de la roda, element que transmet la potència de sortida del reductor planetari cap a la roda.

Aquest eix té un únic rodament que el subjecta, de dimensions 17x26x5, mostrat en la Figura 86. Per evitar la flexió d'aquest rodament i evitar possibles fractures en l'eix o altres formes que el puguin malmetre, s'inclou una peça en la part exterior, entre la roda i l'estructura base, que s'uneix amb visos a l'última evitant que el rodament pugui moure's de forma tangencial, és a dir, evitant el moviment flector. En la Figura 87 es mostra l'element esmentat.

La sortida del reductor està format per 3 arcs del mateix diàmetre. A l'eix al que li ha de transmetre potència se l'hi apliquen 3 ranures tal que s'adapti a la forma de sortida del reductor i poder transmetre correctament. La forma de la sortida del reductor es mostra en la Figura 88.

L'eix de la roda és l'element que transmet la potència a cada roda del vehicle. L'eix es dissenya per tal de poder-se encaixar amb la llanta i poder transmetre la potència amb el màxim de superfície possible per evitar esforços molt alts. El disseny de la llanta es mostra en la Figura 89.

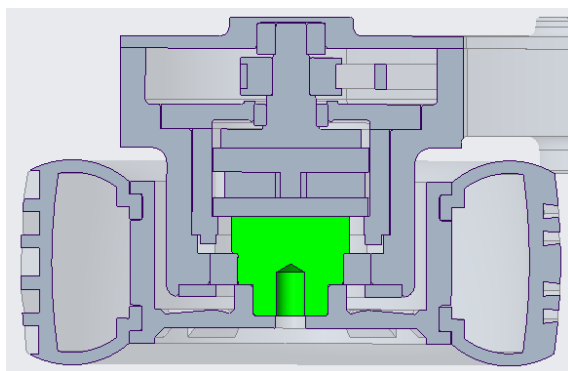
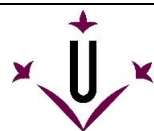


Figura 85: Eix de la roda (en verd)

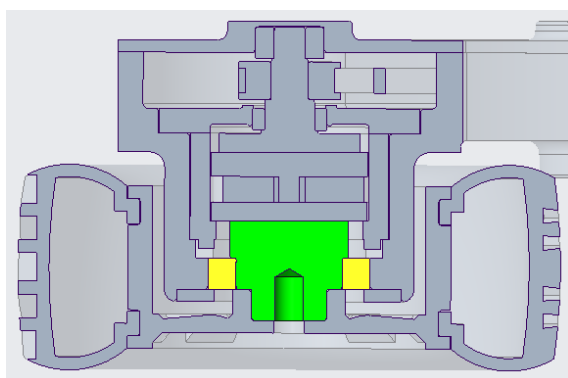


Figura 86: Eix de la roda (en verd) i el rodament que el suporta a l'estructura (en groc)

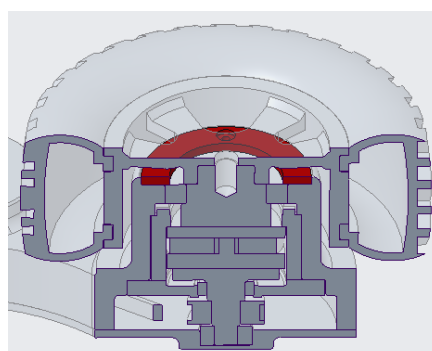
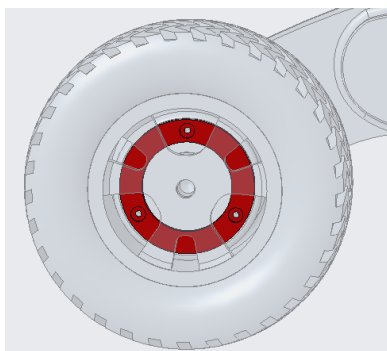


Figura 87: Peça de suport del rodament i de l'eix de la roda a l'estructura (en vermell fosc)



Figura 88: Sortida del reductor planetari (element mostrat prèviament en la Figura 65)

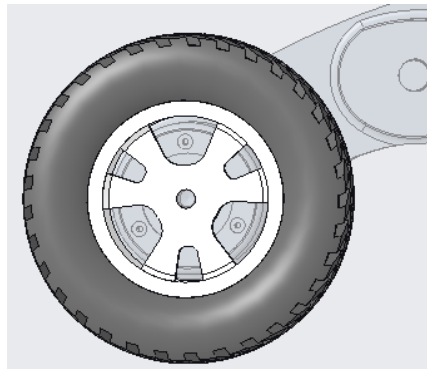
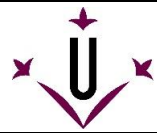


Figura 89: Llanta (en blanc) i pneumàtic del vehicle (negre)

Corretja del bogie

Com s'ha comentat en apartats anteriors, la transmissió interna entre l'eix d'entrada al bogie i l'eix d'entrada al reductor es realitza amb una corretja dentada i un eix auxiliar (eix d'entrada a la corretja del bogie). En la Figura 90 es mostra la mateixa i els eixos on es connecta, els quals s'han esmentat i explicat en aquest apartat.

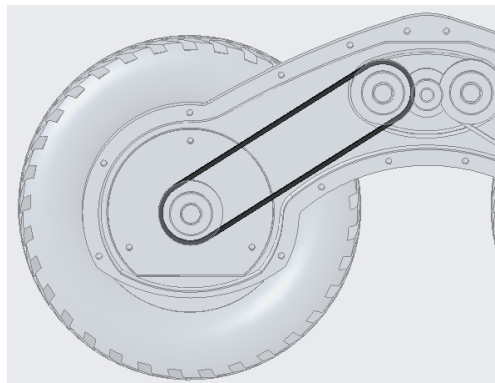



Figura 90: Corretja dentada del bogie (en negre)

 Universitat de Lleida Escola Politècnica Superior	Desenvolupament i construcció de la transmissió a les rodes d'un vehicle a petita escala de múltiples eixos amb bogies	
	Autor: Josep Maria Valero Pérez	
	MEMÒRIA	Pàgina: 84 de 149

8. Resultats finals

8.1. Sistema motriu i de transmissió: Elements del disseny final

En l'anterior apartat es defineixen els paràmetres inicials del disseny final, partint de 2 reductors planetaris de trepants Einhell, 2 corretges dentades amb les seves politges i 3 rodes dentades rectes. En l'apartat esmentat es definia i mostrava el disseny conceptual inicial. Al decidir-se que el present cas es duria a terme com a cas final, es millorarà a nivell de detall, realitzant les modificacions que es creguin necessàries per adaptar-lo al basculant, per millorar punts que es creguin susceptibles de danys, entre altres possibles casos.

En aquest apartat es realitzarà l'estudi de la transmissió, per saber les mides necessàries i per saber les restriccions del disseny.

8.1.1. Variacions d'elements i dimensions de la transmissió del vehicle

Durant l'adquisició dels elements comercials necessaris pel disseny hi ha hagut algunes variacions necessàries per adaptar-se als elements genèrics trobats.

Inicialment es plantejava la transmissió del bogie mitjançant, entre altres, de corretges dentades amb politges de 17 dents. Des de la casa subministradora d'aquests elements es va demanar canviar, si era possible, de politges de 17 dents a 16 o 18, ja que la politja de 17, a diferència de les proposades, no era estàndard. Així doncs, es va procedir a la variació de les politges del bogie a unes de 18 dents. Com a conseqüència van haver-hi variacions en els càlculs d'amplada de la corretja del bogie, però no de la resta de components, ja que la relació de velocitat entre les dos politges (relació de 1:1) i el rendiments (suposat del 90%) es mantenen tot i els canvis esmentats. Els valors finals de transmissió més detallats es realitzaran en un apartat posterior.

Durant les proves d'impressió dels elements en 3D, per comprovar les toleràncies dels eixos i suports amb els rodaments o la funcionalitat de conjunts, en els eixos relacionats amb el reductor s'han hagut de fer algunes variacions:

1. S'ha variat la peça que suporta el rodament central de l'eix d'entrada al reductor i el disseny del propi eix. La peça de suport té la funció de mantenir en el seu lloc tots els elements del reductor al estar unida amb visos a l'estructura del bogie, i suportar alhora el rodament que evita moviments radials en l'entrada del reductor. La funció de l'eix, tal com s'ha esmentat en anterioritat, té la funció de transmetre la potència rebuda per la corretja al reductor.

Durant el muntatge del conjunt s'ha trobat amb una fricció molt elevada en el conjunt del reductor, causat pel disseny del propi eix en el punt d'unió amb el reductor, i causat també pel gruix de la peça de suport del rodament, ja que no permetia suficient espai pel lliure moviment i al ficar-se els visos provocava un contacte de fricció entre els satèl·lits i el suport del planeta. En el cas de l'eix, s'ha solucionat el problema creant un xamfrà en la part conflictiva i en la peça de suport del rodament s'ha solucionat afegint 1 mm de gruix en la peça per donar mobilitat suficient per evitar fricció sense donar joc radial al conjunt.

2. En l'eix de sortida del reductor, el qual suporta la roda, s'ha dissenyat amb l'objectiu de suportar la roda amb les forces i moments pertinents amb un sol rodament. Per a complir aquest disseny, el rodament té que estar subjectat amb alta precisió, ja que en cas de tenir joc permetria moviments de torsió, provocant un mal funcionament del mateix quan pateix esforços. En referència a aquest possible problema, s'ha modificat la llanta i l'eix de sortida del reductor amb l'objectiu d'augmentar els diàmetres que suporten el rodament, per així, poder treballar millor enfront la torsió. Aquest problema estaria resolt sense tants requeriments de pressió en cas de poder disposar de dos rodaments en el mateix eix, però el petit espai disponible no ho permet.

8.1.2. Característiques de transmissió del vehicle

Corretja del bogie

En les valoracions del disseny final esmentat es va considerar que el cas C1b, al no ser d'obligat compliment i al suposar un sobre-dimensionament d'alguns elements, tals com la corretja, es negligiria. En conseqüència, a partir d'aquest punt els càlculs referents respecte les característiques motrius es realitzaran considerant sols els casos C1a, C2 i C3, excepte en el càlcul d'amplada de la corretja, donat el canvi de politja requerit. Es manté el cas C1b en el càlcul per saber quin seria el seu valor en cas de requerir-se'n la seva implementació.

Prèviament, en l'apartat on s'introduïa aquest disseny, es mostraven els valors de velocitat i parell en els eixos del bogie, partint de la roda i acabant en l'eix d'entrada del bogie.

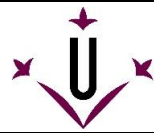
Es recupera la Taula 29, actualment Taula 31 per mostrar els valors previs d'amplada de la corretja del bogie, i en la Taula 32 es calcula la nova amplada de la corretja del bogie. Tan en el cas C1a com en el C1b es segueix mantenint el requeriment de corretges de 3 i 6 mm respectivament.

Taula 31: Valors previs d'amplada de la corretja prèvia modificació de les politges

CAS	C1a	C1b	C2	C3
Parell politges bogie (Nm)	0,11	0,23	0,01	0,04
Velocitat angular eix entrada reductor (rpm)	184,8	184,8	3695,6	919,6
Nº dents politges bogie	17	17	17	17
Diàmetre politges bogie (mm)	13,50	13,50	13,50	13,50
Fu (N/cm)	7,50	7,50	4,18	5,81
F corretja (N)	16,68	33,36	1,18	5,90
Ample corretja bogie (mm)	2,6	5,2	0,3	1,2

Taula 32: Nou càlcul de l'amplada de la corretja per la versió final del disseny

CAS	C1a	C1b	C2	C3
Parell politges bogie (Nm)	0,11	0,23	0,01	0,04
Velocitat angular eix entrada reductor (rpm)	184,8	184,8	3695,6	919,6
Nº dents politges bogie	18	18	18	18
Diàmetre politges bogie (mm)	14,32	14,32	14,32	14,32
Fu (N/cm)	7,5	7,5	4,18	5,81
F corretja (N)	15,73	31,45	1,11	5,56
Ample corretja bogie (mm)	2,3	4,7	0,3	1,1



Les altres taules amb velocitats i parells mantenen els seus valors gràcies a no variar ni el rendiment ni la relació de velocitat entre els eixos de les politges.

En la Figura 91 i Figura 92 es mostra la transmissió per corretja en el bogie.

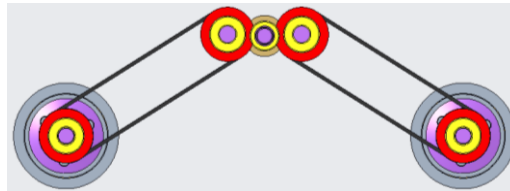


Figura 91: Disseny de la transmissió per corretja del bogie, en vista frontal

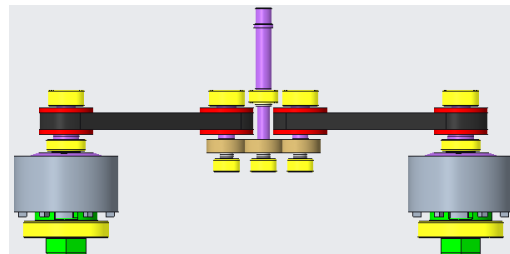


Figura 92: Disseny de la transmissió per corretja del bogie, en vista superior

Corretja del basculant

En l'apartat previ (7.2.1) s'han definit els valors de parell i velocitat de gir en l'eix d'entrada a la corretja. Aquest eix és el que rep la potència del basculant, pel que es parteix dels valors requerits en aquest eix per al càlcul d'amplada de la corretja del bogie.

En el basculant es realitza el càlcul d'amplada amb 2 politges de 18 dents, les mateixes utilitzades en el bogie. Per realitzar el càlcul es procedeix de mateixa manera que en tots els casos anteriors, suposant rendiments del 90% en tots els sistemes de transmissió.

Per al càlcul de l'amplada de la corretja es segueix considerant el cas C1b com a possible, per donar valors en el supòsit que fos d'obligat compliment. En la Taula 33 es mostren els valors calculats.

Taula 33: Càlcul de l'amplada de la corretja i valors de parell, velocitat angular i potència en l'eix d'entrada al basculant

CAS	C1a	C1b	C2	C3
Parell eix entrada bogie (Nm)	0,14	0,28	0,02	0,10
Velocitat angular eix entrada bogie (rpm)	184,8	184,8	3695,6	919,6
Diàmetre politja bogie (mm)	14,32	14,32	14,32	14,32
Z politja eix bogie	18	18	18	18
Diàmetre politja mòdul (mm)	14,32	14,32	14,32	14,32
Z politja eix mòdul	18	18	18	18
Reducció corretja basculant	1	1	1	1
Fu (N/cm)	7,5	7,5	4,18	5,81
F corretja basculant (N)	19,41	38,83	2,75	13,73
Ample corretja basculant (mm)	2,9	5,8	0,7	2,6
Rendiment corretja basculant	0,90	0,90	0,90	0,90
Parell roda dentada eix sortida mòdul (Nm)	0,15	0,31	0,02	0,11
Velocitat angular eix entrada basculant (rpm)	184,8	184,8	3695,6	919,6
Velocitat angular eix entrada basculant (rad/s)	19,3	19,3	387,0	96,3
Potència eix sortida mòdul (W)	3,0	6,0	8,5	10,5

Com es pot comprovar, el requeriment d'amplada de la corretja en el basculant és de 5,8 mm en el cas C1b i de 2.9 en el cas C1a. Es negligeix el cas C1b, de mateixa manera com s'ha realitzat en els apartats previs. Degut al poc marge entre la corretja de 3 mm i el valor calculat, per motius de seguretat, es sol·licita una corretja de 4 mm d'amplada en lloc de 3, per així evitar problemes derivats de sobreexforços puntuals.

8.1.3. Selecció del motor i reductor del model

Anteriors propostes de motors

Es recupera la Taula 15, on es mostrava la proposta final per cada cas proposat, els quals eren un motor per roda, per bogie, per mòdul o per tot el vehicle. D'aquests 4 casos es van descartar els d'un motor per bogie i els d'un motor per roda considerant que suposaven un excés de pes i un sobre-dimensionament en quant a potència.

Taula 34: Proposta de motor i reductor pel cas de 1 o 2 motors pel vehicle (extret de la Taula 15)

Número de motors	2 motors (1 per mòdul)	1 motor (1 per vehicle)
Motor	GR 53x30 12V	GR 63x25 12V
P_{nominal} (W)	35,7	44,5
$P_{\text{total instal·lada}}$ (W)	71,4	44,5
Transmissió curta	PLG 42S, 32:1	PLG 52H, 20.25:1
Transmissió llarga	PLG 42S, 8:1	PLG 60, 7:1

S'ha pres la suposició de rendiments del 90% en els 4 sistemes de transmissió interns, tals com la corretja del basculant, l'engrenatge de l'eix d'entrada del bogie, la corretja del bogie i el reductor de la roda. Aquesta suposició implica un rendiment total entre l'eix d'entrada al basculant i l'eix de la roda del 65,6% ($0,9^4 = 0,656$). Aquesta dada es mes restrictiva que la suposició en l'estudi dels motors del 75%, pel qual s'haurà de redefinir l'estudi, considerant també el rendiment dels reductors, per comprovar si els motors seleccionats s'adapten a les noves condicions. També es tindrà que considerar el rendiment del reductor, suposant un increment major de la potència necessària del motor.

Per a l'estudi es seguirà prenent com a referència els motors del fabricant dunkenmotoren, que tot i sabent del seu alt preu, es prioritza la quantitat de dades que es poden obtenir tant dels motors com dels reductors.

Primer s'exposen els gràfics dels motors decidits com a opció final per cada cas amb els reductors elegits prèviament i amb les relacions de transmissió, per comprovar si amb els nous rendiments segueix sent una bona opció o es té que buscar un motor més potent. Per a aquest nou estudi es negligeix l'estudi del cas C1b, la implementació de la qual ha sigut descartada prèviament. En la Figura 93 es mostra el cas d'un motor per vehicle, i en la Figura 94 el cas d'un motor per mòdul.

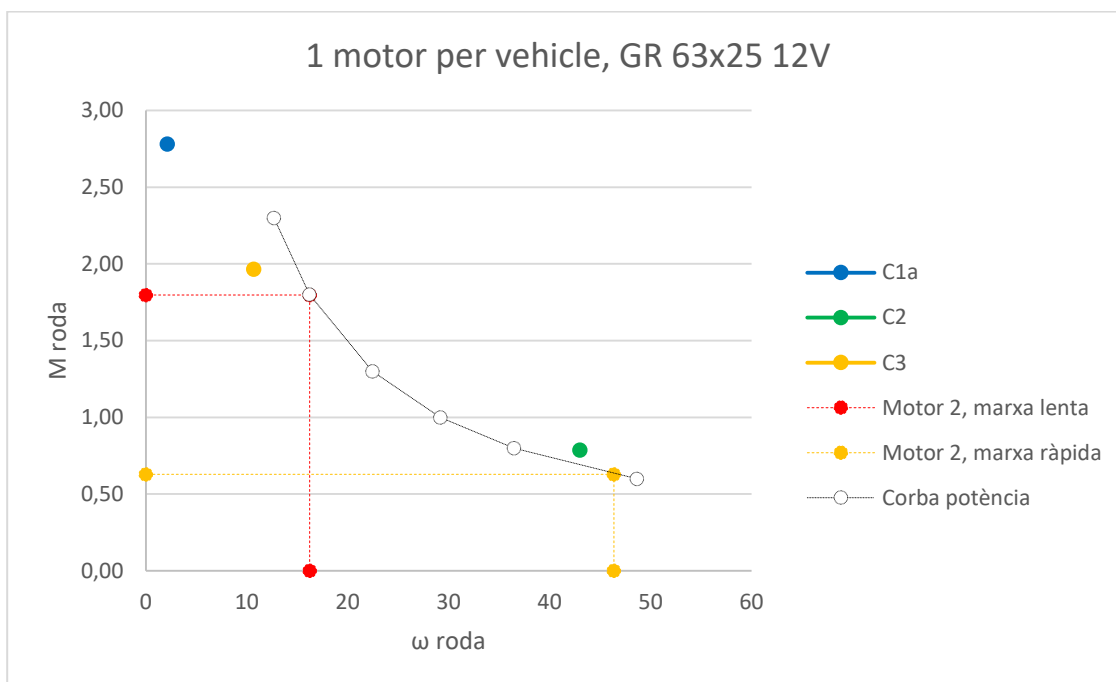
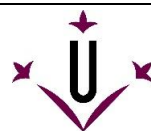


Figura 93: Gràfic velocitat angular - parell pel cas d'un motor per vehicle amb els rendiments actualitzats, en la sortida del reductor

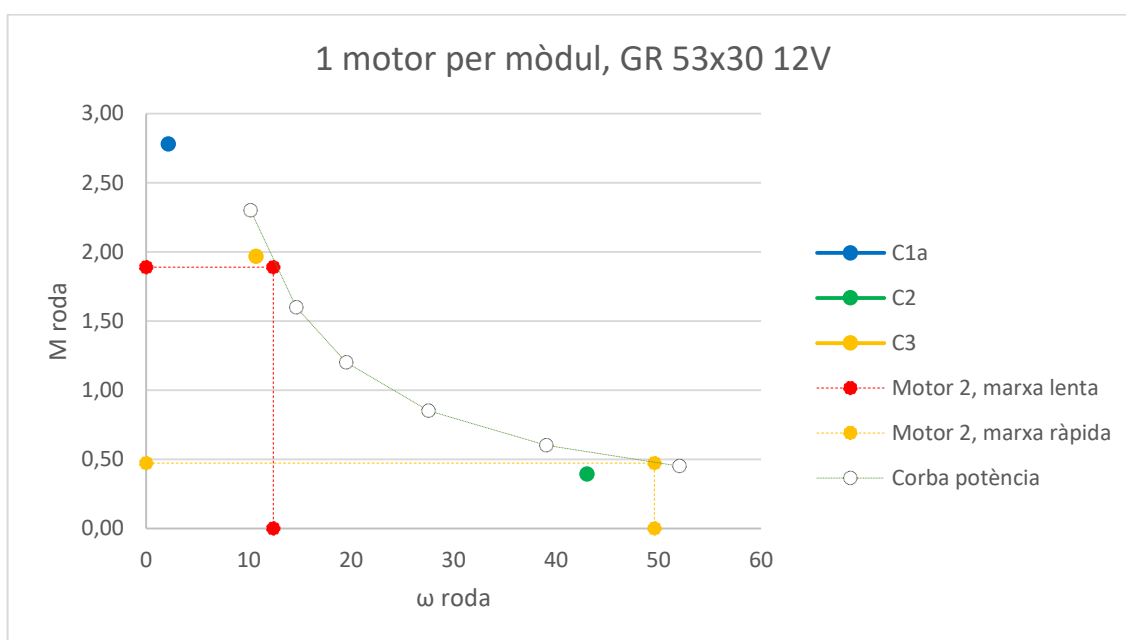


Figura 94: Gràfic velocitat angular - parell pel cas d'un motor per mòdul amb els rendiments actualitzats, en la sortida del reductor

Es pot comprovar en les figures prèvies dos casos ben similars. En el cas mostrat en la Figura 93, el cas d'un motor per vehicle, amb el motor i el reductor proposat no es cobreix cap cas, on inclús el cas C2 no es podria cobrir amb la potència existent del motor. Aquest fet comporta que s'hagi de replantejar el model de motor a implementar a un de major potència i redefinir els dos reductors necessaris per a aquest motor.

En el cas mostrat en la Figura 94, el cas d'un motor per mòdul, es dona el mateix cas que en el cas d'un motor per vehicle, on es requerirà d'un motor de major potència i nous reductors que s'adaptin al nou motor, ja que amb dos relacions de transmissió i amb la potència actual no es poden cobrir els 3 casos proposats, tot i no superar la línia de potència del motor.

Anàlisi de nous motors pels nous casos

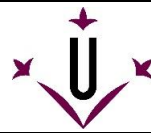
Cas d'un motor per vehicle.

Es proposa l'ús d'un motor de major potència, passant de 44,5 W de potència nominal a 75,4 W. En la Taula 35 es mostra la comparativa entre el model anterior i el motor proposat amb els nous rendiments entre el parell i potència necessaris en la roda i en l'entrada del reductor.

En els valors de parell del reductor s'han tingut en compte els rendiments del reductor, amb valors del 90% en la reducció de 1:6,25 i del 81% en la reducció de 1:28,12 (ambdós reductors dunkenmotoren model PLG52, amb les respectives relacions de transmissió).

Taula 35: Comparativa de dades entre el motor proposat prèviament i el nou model, pel cas d'un motor per vehicle

Motor	GR 63x25 12V	GR 63x55 12V
P_{nominal} (W)	44,5	75,4
$P_{\text{màxima}}$ (W)	77,3	174
$P_{\text{útil}} (\eta=0.656)$ (W)	29,19	49,46
M_{nominal} (Nm)	0,137	0,24
$M_{\text{útil}} (\eta=0.656)$ (Nm)	0,09	0,16
ω_{nominal} (rad/s)	324,6	314,0
ω_o (rad/s)	377,0	366,3
$I_{\text{marxa lenta}}$	20	28,12
$\omega_{\text{marxa lenta}}$ (rad/s)	16,23	12,56
$M_{\text{marxa lenta}}$ (Nm)	1,80	3,59
$I_{\text{marxa ràpida}}$	7	6,25
$\omega_{\text{marxa ràpida}}$ (rad/s)	46,38	50,24
$M_{\text{marxa ràpida}}$ (Nm)	0,63	0,89



En la Figura 95 es mostren les noves corbes del motor, amb els rendiments de cada reductor aplicat en les corresponents corbes.

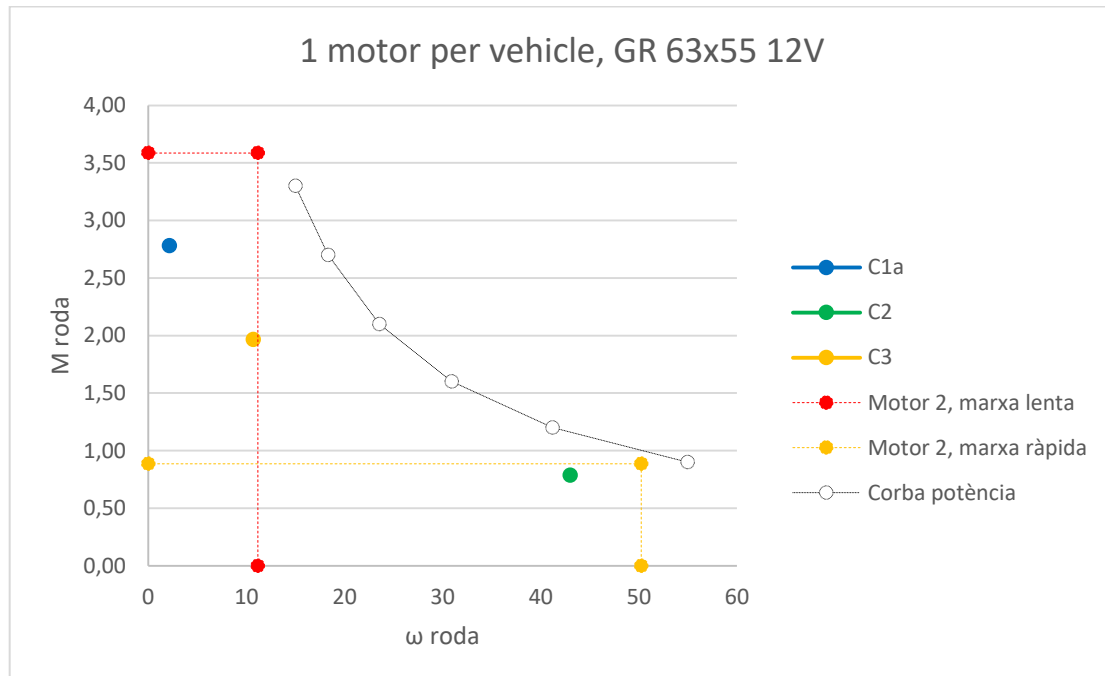
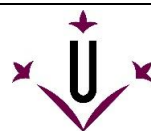


Figura 95: Gràfic velocitat - parell amb el nou motor proposat pel cas d'un motor per vehicle

Cas d'un motor per mòdul.

Es proposa l'ús d'un motor de major potència, passant de 35,7 W de potència nominal a 75,4 W. En la Taula 36 es mostra la comparativa entre el model anterior i el motor proposat amb els nous rendiments entre el parell i potència necessaris en la roda i en l'entrada del reductor.

En els valors de parell del reductor s'han tingut en compte els rendiments del reductor, amb valors del 90% en la reducció de 1:6,25 (model PLG52) i del 81% en la reducció de 1:28,12 (model PLG52).



Taula 36: Comparativa de dades entre el motor proposat prèviament i el nou model, pel cas d'un motor per vehicle

Motor	GR 53x30 12V	GR 63x55 12V
P_{nominal} (W)	35,7	75,4
$P_{\text{màxima}}$ (W)	67,5	174
$P_{\text{útil}} (\eta=0.656)$ (W)	23,42	49,46
M_{nominal} (Nm)	0,09	0,24
$M_{\text{útil}} (\eta=0.656)$ (Nm)	0,06	0,16
ω_{nominal} (rad/s)	396,7	314,0
ω_o (rad/s)	470,0	366,3
$I_{\text{marxa lenta}}$	32	28,12
$\omega_{\text{marxa lenta}}$ (rad/s)	12,40	11,17
$M_{\text{marxa lenta}}$ (Nm)	1,89	3,59
$I_{\text{marxa ràpida}}$	8	6,25
$\omega_{\text{marxa ràpida}}$ (rad/s)	49,59	50,24
$M_{\text{marxa ràpida}}$ (Nm)	0,47	0,89

En la Figura 96 es mostren les noves corbes del motor, amb els rendiments de cada reductor aplicat en les corresponents corbes.

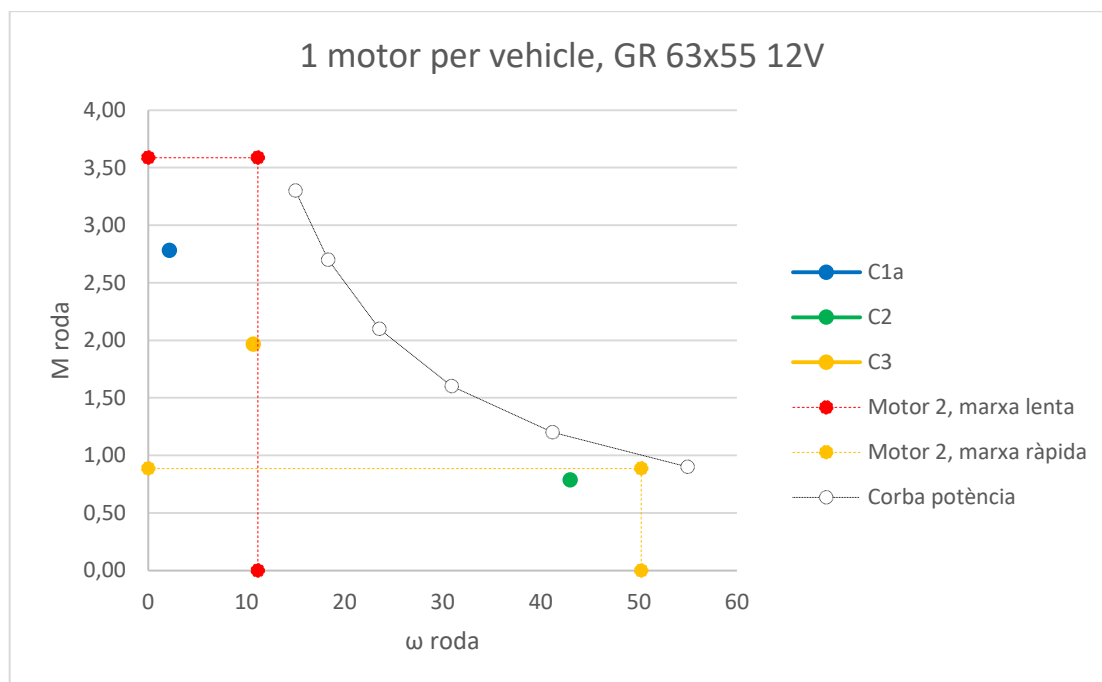


Figura 96: Gràfic velocitat - parell amb el nou motor proposat pel cas d'un motor per vehicle

Característiques del model final a instal·lar al vehicle


Prèviament, en l'anàlisi de motors de l'apartat 7.3.2. s'ha pogut comprovar que per poder tenir un motor que amb els reductors disponibles, l'opció pels dos casos resulta en el mateix motor i en les mateixes reduccions. Previ a aquest apartat es tenia un motor diferent per cada cas, donant opcions segons la tria a realitzar però, en aquest cas, un cop definits els rendiments del conjunt, es troba amb un únic model de motor pels dos casos proposats. Donada aquesta situació es negligeix l'opció de dos motors, un per mòdul, per evitar duplicar el pes de motor i reductors.

Aquest fet passa principalment a raó que el fabricant, segons augmenta la potència del motor augmenta la diferència de valor de potència respecte el anterior i posterior model. Per exemple s'ha trobat el cas que el motor GR 63x25, 12V de 44,5 W de potència nominal era insuficient i es tenia que passar al següent motor en quant a valor de potència, el qual era el motor GR 63x25,12V de potència nominal de 75,4 W, fet que ha provocat que es requereixi el mateix model de motor pels dos casos proposats. De mateixa manera passa amb els reductors, on es passa de reductors de 1:15 a 1:20,25 i a 1:28,12, deixant poc marge de maniobra. Es podria haver utilitzat un altre reductor amb una reducció de 1:23,1 (model PLG75), el qual s'hagués adaptat millor en la corba velocitat parell, però aquest model tenia un pes de 2,6 kg, el qual hagués augmentat considerablement el pes del conjunt motor i reductors final, mostrat en la Taula 37.

Taula 37: Pes del conjunt motor - reductor final

Element	Pes
Motor GR63x55 12V	1,7 kg
PLG52 1:6,25	0,56 kg
PLG52 1:28,12	0,72 kg
Conjunt motors i reductors	2,96 kg

En l'annex 4 s'adjunta les dades del motor GR 53x55 12V, amb les característiques donades pel fabricant. En l'annex 5 s'ajunten les dades del reductor PLG 52, on s'inclou ambdós relacions de transmissió en el mateix.

 Universitat de Lleida Escola Politècnica Superior	Desenvolupament i construcció de la transmissió a les rodes d'un vehicle a petita escala de múltiples eixos amb bogies	
	Autor: Josep Maria Valero Pérez	
	MEMÒRIA	Pàgina: 95 de 149

8.2. Característiques motrius i capacitats finals teòriques del vehicle

L'objectiu d'aquest apartat és calcular les capacitats motrius màximes del vehicle en determinats casos en funció dels elements del disseny. D'aquesta manera es pot saber el parell màxim que pot donar el vehicle en la roda i en quin moment determinat es dona el cas.

També es pretén en aquest apartat calcular les capacitats dels eixos i dels rodaments en aquest cas màxim calculat per saber si el disseny dels eixos és correcte o si es té que realitzar alguna modificació tal que permeti una transmissió correcta, i si els rodaments triats són suficients per resistir les forces radials que puguin ocasionar la pròpia transmissió.

8.2.1. Cas límit de transmissió

L'objectiu d'aquest treball era dissenyar un conjunt de transmissió tal que el vehicle pugui funcionar en 3 casos proposats (i un d'opcional). Un cop definit un sistema de transmissió que ho compleix, cal analitzar quins són els valors límit que poden desenvolupar.

S'ha pogut comprovar amb els valors calculats que no es compleix el cas C1b en la seva totalitat sols per 0,7 mm d'amplada de la corretja en el bogie i de 1,8 mm en el basculant.

En la Taula 32, en el càlcul de l'amplada de la corretja, en el cas C1b, el cas de més requeriment de parell durant el desenvolupament d'aquest estudi, tenim un valor calculat de força en la corretja de menys de 31,5 N. En canvi, en el càlcul de la corretja del basculant, realitzat en la Taula 33 el valor és de casi 39 N, just al límit del que suporta la corretja.

Com es pot comprovar en la Figura 97, on es mostra els valors màxims de força a tensió suportada en la corretja, el parell requerit en el bogie no suposa un problema en la força de tensió de la corretja, però si en el basculant.

Allowable tensile load F_{zul} on belt cross section in Newtons

BELT WIDTH (in mm)	3	4	6	8	10	16	25	32
Synchroflex	25	39	65	92	117	195	312	403
Breco M	-	-	-	77	98	162	250	320
Breco V	-	-	-	38	49	81	125	160
Brecoflex	-	-	-	-	-	-	-	-

Figura 97: Força lineal màxima en la corretja, extret del catàleg de referència ajuntat en l'annex 1

Es pretén calcular el parell màxim que podria suportar la corretja amb les característiques constructives definides en el disseny final.

Es realitzen les següents consideracions:

- Es segueixen considerant els mateixos rendiments en cada sistema de transmissió.
- Es considera el cas límit, tal com s'ha demostrat, el cas en pendent, ja que és més restrictiu en l'amplada de la corretja que els casos de major velocitat i menys pendent.

Procediment de càlcul

1. Es parteix d'una velocitat d'entrada en l'eix d'entrada al basculant. El càlcul d'exemple correspon a la velocitat en aquest punt en el cas C1a i C1b (184,8 rpm).

2. Es parteix de l'equació donada en el catàleg per calcular l'amplada de la corretja partint de la força. D'aquesta s'aïlla el valor F_u , per saber la força a tracció màxima que pot suportar la corretja del basculant a una determinada velocitat (184,8 rpm) i a una amplada definida (4 mm). Prèviament el càlcul consistia en calcular l'amplada de la corretja a partir del parell que havia de suportar i la velocitat de rotació de les politges.

$$b = \frac{F_u}{z_e \cdot F_{U\text{spez}}} \rightarrow F_{u-} = b \cdot z_e \cdot F_{U\text{spez}}$$

De la Figura 98 s'obté un valor de $F_{U\text{spez}} = 7,50 \text{ N/cm}$.

$$F_u = b \cdot z_e \cdot F_{U\text{spez}} = 0,4 \text{ cm} \cdot 18/2 \text{ dents} \cdot 7,50 \text{ N/cm} = 27,00 \text{ N}$$

Aquest valor de 27 N és menor al valor obtingut en la Figura 97, on el valor de força a tracció màxima per una amplada de corretja de 4 mm era de 39 N.

Rpm, n (min ⁻¹)	F _{U spez} (N/cm)	M _{spez} (Ncm/cm)	P _{spez} (W/cm)
0	9.03	0.359	0.000
20	8.72	0.347	0.007
40	8.48	0.337	0.014
60	8.28	0.329	0.021
80	8.10	0.322	0.027
100	7.95	0.316	0.033
200	7.39	0.294	0.062
300	7.01	0.279	0.088
400	6.71	0.267	0.112

Figura 98: Valors de força, parell i moment requerits en l'amplada de la corretja, en funció de la velocitat de gir de la politja

3. Es pren el valor de força màxima a tracció de la corretja com a força tangencial de la politja de l'eix d'entrada al basculant, obtenint amb el seu diàmetre el valor de parell màxim de la corretja a la velocitat determinada.

$$\begin{aligned}
 \text{Parell}_{\text{eix entrada basculant}} (\text{Nm}) &= F_u \cdot \frac{\text{diàmetre}}{2} m = 27,00 \text{ N} \cdot \frac{14,32 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{2} \\
 &= 0,193 \text{ Nm}
 \end{aligned}$$

4. Es prenen les consideracions de rendiment per a calcular el parell i la velocitat angular en l'eix d'entrada al bogie. La velocitat es suposa que es manté a 184,8 rpm, ja que la relació de velocitats és de 1:1. En el cas del parell, considerant un rendiment del 90%, s'obté:

$$Parell_{eix entrada bogie} (Nm) = Parell_{eix entrada basculant} (Nm) \cdot \eta = 0,193 Nm \cdot 0,9 = 0,174 Nm$$

5. Es prenen les mateixes consideracions de rendiment per a calcular el parell i la velocitat angular en l'eix d'entrada a la politja del bogie. La velocitat es suposa que es manté a 184,8 rpm, ja que la relació de velocitats és de 1:1. En el cas del parell, considerant un rendiment del 90%, s'obté:

$$Parell_{eix entrada corretja bogie} (Nm) = Parell_{eix entrada bogie} (Nm) \cdot \eta = 0,174 Nm \cdot 0,9 = 0,157 Nm$$

6. Un cop definits els valors de parell i velocitat angular en la politja d'entrada a la corretja del bogie, sabent l'amplada de la mateixa (4 mm), el rendiment considerat del conjunt (90%), el número de dents de les politges (18 dents) i el valor de $F_{U_{spez}}$ a la velocitat de 184,8 rpm (7,50 N/cm).

$$F_u = b \cdot z_e \cdot F_{U_{spez}} = 0,4 cm \cdot 18/2 dents \cdot 7,50 N/cm = 27,00 N$$

Refent l'equació, al tenir els mateixos valors en els seus paràmetres, el valor de força màxima a tracció en la corretja es manté.

Com a comprovació, calculant la força tangencial a partir del parell a la politja d'entrada i el diàmetre de la mateixa, per calcular si pot suportar les forces a tracció, s'obté:

$$\begin{aligned} Força tangencial_{politja entrada corretja bogie} (Nm) &= \frac{Parell_{eix entrada corretja bogie} (Nm)}{diàmetre/2 m} \\ &= \frac{0,157 Nm}{(14,32 \cdot 10^{-3} m)/2} = 21,93 N \end{aligned}$$

El valor obtingut és menor que la força màxima a tracció en la corretja.

7. Es prenen les consideracions de rendiment per a calcular el parell i la velocitat angular en l'eix d'entrada al reductor. La velocitat es suposa que es manté a 184,8 rpm, ja que la relació de velocitats és de 1:1. En el cas del parell, considerant un rendiment del 90% en la corretja, s'obté:

$$Parell_{eix entrada corretja bogie} (Nm) = Parell_{eix entrada reductor} (Nm) \cdot \eta = 0,157 Nm \cdot 0,9 = 0,141 Nm$$

8. En el reductor planetari, com s'ha comentat en la introducció d'aquest disseny, es té una reducció de $i=1:9$, i en els càlculs s'ha considerat un rendiment del 90%. Per obtenir el parell i velocitat angular en l'eix de sortida del reductor, és a dir, en la roda, es tenen en consideració aquest paràmetres. Els càlculs es realitzen a continuació:

Relació de velocitats i parell:

$$\omega_{sortida\ reductor} = \frac{1}{i} \cdot \omega_{entrada\ reductor} = \frac{1}{9} \cdot 184,8\ rpm = 20,53\ rpm = 2,15\ rad/s$$

$$Parell_{sortida\ reductor} = i \cdot Parell_{entrada\ reductor} = i \cdot \eta = 9 \cdot 0,141\ Nm \cdot 0,9 = 1,14\ Nm$$

9. Càlcul de potència subministrada en la roda.

$$Potència = Parell_{sortida\ reductor} \cdot \omega_{sortida\ reductor} = 1,14\ Nm \cdot 2,15\ rad/s = 2,45W$$

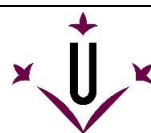
Ahora, disposant de la velocitat angular en la roda i del radi de la mateixa, es pot realitzar el càlcul de la velocitat lineal del vehicle en la velocitat proposada:

$$v_{vehicle} = \omega_{sortida\ reductor} \cdot radi_{roda} = 2,15\ rad/s \cdot 0,43\ m = 0,925\ m/s = 92,5\ mm/s$$

Aclariment: En la Taula 38 es mostren els valors esmentats per al càlcul, i es repeteix el càlcul amb diferents velocitats d'entrada, buscant el parell i potència màxims en la roda. Posteriorment, els valors resultants es mostren en un gràfic en la Figura 99.

Taula 38: Càlcul de parells possibles a diferents velocitats d'entrada en l'eix d'entrada al basculant segons les limitacions degudes a les dimensions de les corretges (taula dividida en 2 pàgines).

Pas 1							
Velocitat angular eix entrada basculant (rpm)	20	50	100	184,8	400	700	1000
Pas 2							
Fu _{spez} corretja basculant (N/cm)	8,72	8,38	7,92	7,50	6,71	6,11	5,71
Rendiment corretja basculant	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
Diàmetre politja bogie (mm)	14,32	14,32	14,32	14,32	14,32	14,32	14,32
Z politja eix bogie	18	18	18	18	18	18	18
Reducció corretja basculant	1	1	1	1	1	1	1
Amplada corretja basculant (mm)	4	4	4	4	4	4	4
Fu corretja basculant (N)	31,39	30,17	28,51	27,00	24,16	22,00	20,56
Pas 3							
Parell eix entrada basculant (Nm)	0,225	0,216	0,204	0,193	0,173	0,157	0,147
Pas 4							
Parell eix entrada bogie (Nm)	0,202	0,194	0,184	0,174	0,156	0,142	0,132
Velocitat angular eix entrada bogie (rpm)	20	50	100	184,8	400	700	1000
Pas 5							
Rendiment engranatges entrada bogie	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
Relació engranatges entrada bogie	1	1	1	1	1	1	1
Parell eix entrada corretja bogie (Nm)	0,182	0,175	0,165	0,157	0,140	0,128	0,119
Rpm eix entrada corretja bogie (rpm)	20	50	100	184,8	400	700	1000



Pas 6							
Fu _{spez} corretja bogie (N/cm)	8,72	8,38	7,92	7,50	6,71	6,11	5,71
Z politja eix bogie	18	18	18	18	18	18	18
Diàmetre politja bogie (mm)	14,32	14,32	14,32	14,32	14,32	14,32	14,32
Rendiment corretja bogie	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
Reducció corretja basculant	1	1	1	1	1	1	1
Amplada corretja bogie (mm)	4	4	4	4	4	4	4
F corretja bogie (N)	31,39	30,17	28,51	27,00	24,16	22,00	20,56
Pas 7							
Parell eix entrada reductor (Nm)	0,164	0,157	0,149	0,141	0,126	0,115	0,107
Velocitat angular eix entrada reductor (rpm)	20	50	100	184,8	400	700	1000
Pas 8							
Reducció reductor planetari	9,0	9,0	9,0	9,0	9,0	9,0	9,0
Rendiment reductor planetari	0,90	0,90	0,90	0,90	0,90	0,90	0,90
Velocitat angular roda (rpm)	2,2	5,6	11,1	20,5	44,4	77,8	111,1
Velocitat angular roda (rad/s)	0,23	0,58	1,16	2,15	4,65	8,14	11,64
Parell de la roda limitat per les dimensions de les corretges (Nm)	1,33	1,28	1,21	1,14	1,02	0,93	0,87
Pas 9							
Radi roda (mm)	44,0	43,0	43,0	43,0	43,0	44,0	45,0
Velocitat lineal (mm/s)	10,2	25,0	50,0	92,5	200,1	358,4	523,6
Potència obtinguda en la roda limitada per les dimensions de les corretges (W)	0,31	0,74	1,40	2,45	4,75	7,57	10,11

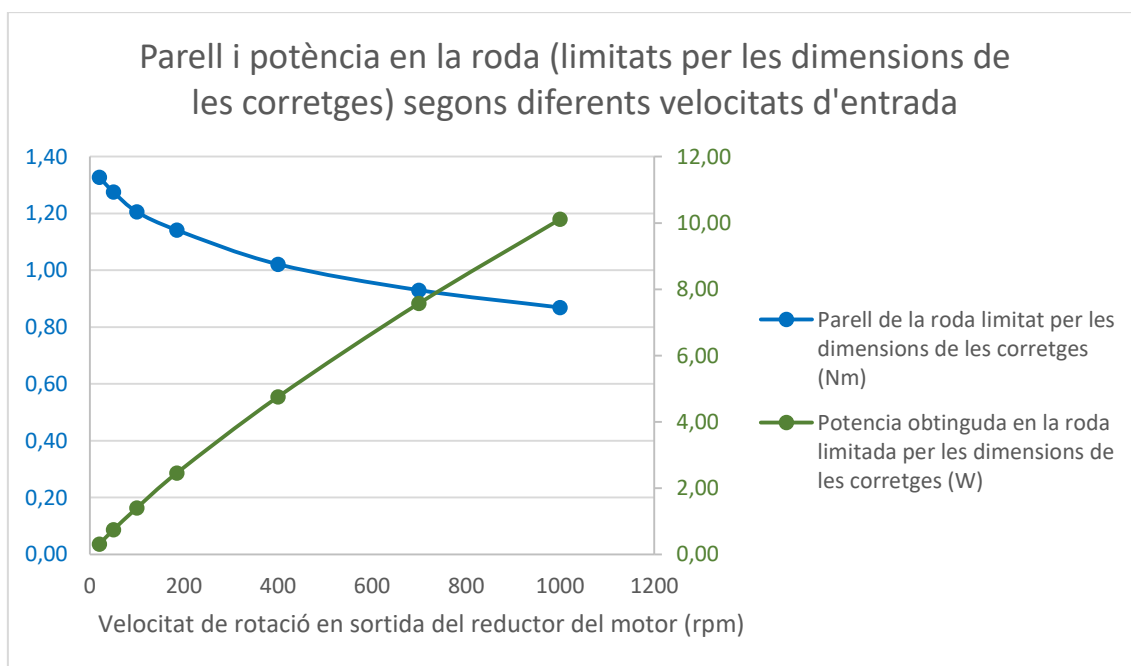



Figura 99: Gràfic de parell i potències disponibles a diferents velocitats angulars provinents del motor

 Universitat de Lleida Escola Politècnica Superior	Desenvolupament i construcció de la transmissió a les rodes d'un vehicle a petita escala de múltiples eixos amb bogies	
	Autor: Josep Maria Valero Pérez	
	MEMÒRIA	Pàgina: 101 de 149

Tal com s'ha vist en la Figura 99, el valor de potència augmenta casi linealment i el parell disponible no passa de 1,40 Nm a baixa velocitat. Queda marcat doncs que amb el disseny de transmissió actual no hi ha capacitat suficient per cobrir el cas hipotètic C1b, però es pot cobrir el cas C1a amb escreix, ja que sols requeria de 0,91 Nm a una velocitat d'entrada en el basculant de 184,8 rpm, on a aquesta velocitat s'arriba a disposar de fins a 1,14 Nm, un 125% del necessari. En cas de succeir el cas hipotètic C1b, on tot el parell l'ha de transmetre únicament una roda, el sistema de transmissió no és capaç de transmetre a aquesta velocitat un parell de 1,84 Nm, valor que tampoc és capaç de transmetre a cap velocitat.

8.3. Càlcul d'esforços de rodaments, eixos i arbres de transmissió

En aquest apartat es calculen els esforços radials màxims i els moments de torsió en eix axial que poden patir els rodaments i els eixos en el cas més desfavorable possible, el definit en la Taula 38 de l'apartat 7.3.2. En aquest apartat, en la Taula 39, es mostren els valors calculats en l'apartat esmentat a diferents velocitats angulars d'entrada en l'eix d'entrada al basculant, però sols els valors relatius a forces i parells, discriminant els càlculs de relacions de velocitat, rendiments, amplada de corretja, entre altres.


Taula 39: Càlcul de parells possibles a diferents velocitats d'entrada en l'eix d'entrada al basculant, limitat per les dimensions de les corretges del prototip

Velocitat angular eix entrada basculant (rpm)	20	50	100	184,8	400	700	1000
Fu _{spez} corretja basculant (N/cm)	8,72	8,38	7,92	7,50	6,71	6,11	5,71
Diàmetre politja bogie (mm)	14,32	14,32	14,32	14,32	14,32	14,32	14,32
Fu corretja basculant (N)	31,39	30,17	28,51	27,00	24,16	22,00	20,56
Parell eix entrada basculant (Nm)	0,225	0,216	0,204	0,193	0,173	0,157	0,147
Parell eix entrada bogie (Nm)	0,202	0,194	0,184	0,174	0,156	0,142	0,132
Parell eix entrada corretja bogie (Nm)	0,182	0,175	0,165	0,157	0,140	0,128	0,119
Fu _{spez} corretja bogie (N/cm)	8,72	8,38	7,92	7,50	6,71	6,11	5,71
Diàmetre politja bogie (mm)	14,32	14,32	14,32	14,32	14,32	14,32	14,32
F corretja bogie (N)	31,39	30,17	28,51	27,00	24,16	22,00	20,56
Parell eix entrada reductor (Nm)	0,164	0,157	0,149	0,141	0,126	0,115	0,107
Parell obtingut en la roda (Nm)	1,33	1,28	1,21	1,14	1,02	0,93	0,87

En els valors obtinguts en la Taula 39 es pot comprovar que el cas més desfavorable és a baixa velocitat, on es té més parell en els eixos i més forces a tracció en les corretges. Aquests valors es marquen com a referència de càlcul en cadascun dels eixos.

Es planteja pel disseny de la transmissió del basculant l'ús de rodaments de 5x11x5 en tots els eixos afectats, utilitzant-se'n un en l'eix d'entrada al bogie i dos en l'eix del mòdul, però en l'estudi d'esforços, degut a que sols s'implementarà el prototip del bogie, es negligeix l'estudi de l'eix d'entrada al mòdul.

En cada eix s'estudia la resistència a esforços dels rodaments (radial en tots els casos i en l'eix de la roda radial i axial), i la resistència a esforços radials de l'eix. Els eixos es fabriquen mitjançant mecanització d'alumini, amb una tensió màxima admissible d'entre 160 a 250 MPa.

 Universitat de Lleida Escola Politècnica Superior	Desenvolupament i construcció de la transmissió a les rodes d'un vehicle a petita escala de múltiples eixos amb bogies	
	Autor: Josep Maria Valero Pérez	
	MEMÒRIA	Pàgina: 103 de 149

Arbres de transmissió a estudiar

En els càlculs de rodaments s'analitzarà l'arbre de transmissió de resistència més compromesa per diàmetres, dimensions dels rodaments i elements que allotja. En el disseny final, aquest arbre de transmissió es correspon a l'eix d'entrada a la corretja del bogie. Disposa en l'arbre de transmissió d'un rodament de 3x8x4 i un de 5x11x5, una politja que transmet potència a la corretja del bogie i una roda dentada que rep potència de l'arbre de transmissió d'entrada al basculant.

Donat el disseny del prototip es pot afirmar que si aquest eix resisteix les tensions rebudes i els rodaments no es veuen compromesos amb les forces que poden arribar a rebre, els altres eixos no tindran cap problema amb els esforços derivats del funcionament al tenir menys elements transmetent potència, o bé per tenir majors dimensions o per disposar de rodaments més grans. En primer lloc es realitza l'estudi de tensions en l'eix i de resistència a esforços dels rodaments en l'arbre de transmissió d'entrada al bogie. Posteriorment es detalla les raons que fan dels altres rodaments menys vulnerables als esforços, cas per cas.

8.3.1. Arbre de transmissió d'entrada a la corretja del bogie

En la Figura 100 es mostra l'eix a estudiar, ubicat en paral·lel a l'eix de unió entre el basculant i el bogie, sent l'eix que transmet la potència rebuda per la roda dentada de l'eix d'entrada al bogie i la transmet cap a la roda mitjançant una corretja dentada. D'aquest eix n'hi ha un per roda. S'estudiarà la resistència dels rodaments a esforços tallants i la resistència de l'eix a esforços torsors.

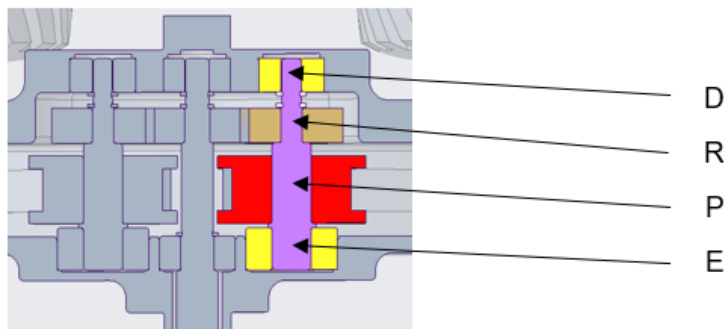


Figura 100: Entorn de l'eix en el disseny, ubicat en la unió del bogie amb el basculant, marcant els punts que s'estudiaran

Forces en l'arbre de transmissió

En la Figura 101 es mostren les forces aplicades en l'eix i les reaccions en els rodaments, definint:

- D, R, P, E: Punts centrals dels elements existents en l'eix, sent D el rodament 3x8x4, R la roda dentada, P la poliça i E el rodament 5x11x5.
- F_t : Força tangencial derivada de l'engranament en la roda dentada R.
- F_r : Força radial derivada de l'engranament en la roda dentada R.
- $FT1$ i $FT2$: Força tensora de la corretja, resultant de la transmissió de potència en la poliça.
- D_x , D_y , E_x , E_y : Reaccions vectorials dels rodaments.
- M : Parell transmès a l'arbre de transmissió per l'eix d'entrada al bogie.

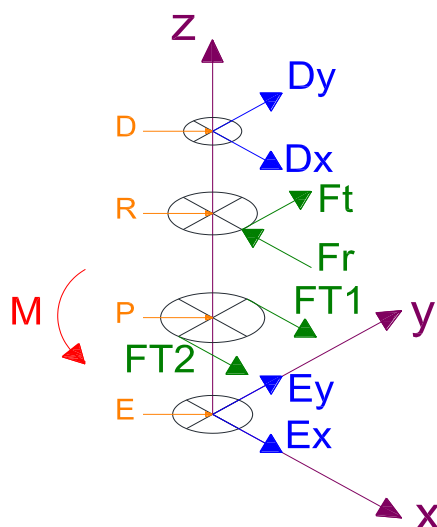


Figura 101: Anàlisi de les forces externes aplicades en l'arbre de transmissió en verd, i les reaccions dels rodaments en blau.

Per a realitzar correctament l'anàlisi es tenen que desglossar les forces en dos plans, YZ i XZ. En la Figura 102 es mostren les forces. S'han considerat totes les reaccions dels rodaments en sentit exterior. Un cop realitzats els càlculs es mostrarà en el sentit corresponent.

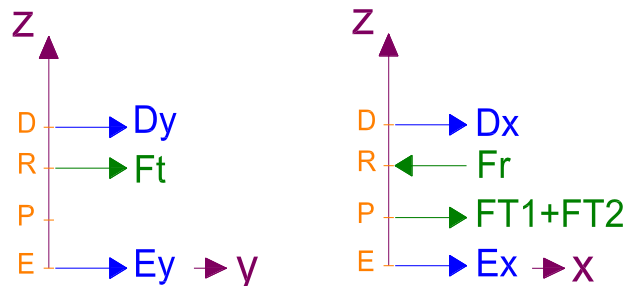


Figura 102: Forces de l'eix desglossades en els plans YZ i XZ

Les distàncies entre els punts corresponen a les distàncies entre els punts centrals en l'eix Z de cada element, tal com es mostra en la Figura 103, on es mostra l'eix amb els elements que el componen, els diàmetres de funcionament dels elements, diàmetres exteriors dels rodaments i la distància entre els mateixos.



Figura 103: Eix a estudiar, amb els elements que el compona (esquerra) i les dimensions exteriors dels elements que els componen i distància entre ells (dreta)

Amb les dimensions mostrades en la Figura 103 i amb les forces descrites en la Figura 101 i la Figura 102 es procedeix al càlcul dels esforços en els rodaments.

A continuació es realitzen els càlculs pas a pas.

FT1 i FT2

En el punt P de la politja es tenen dos forces, una corresponent a la del tram tensat (FT1) i l'altra corresponent a la del tram destensat (FT2). Es suposa que el tram destensat equival a un 10% del tram tensat.

A continuació es busca el valor de força del tram tensat en funció del moment aplicat a l'arbre de transmissió.

$$\sum M_Z = 0; \quad -M + FT1 \cdot \frac{\phi_{politja}}{2} - FT2 \cdot \frac{\phi_{politja}}{2} = 0;$$

Simplificant, i aplicant el supòsit de la proporció del 10% del tram destensat respecte el tensat, s'obté:

$$-M + FT1 \cdot \frac{\phi_{politja}}{2} - 0,1 \cdot FT1 \cdot \frac{\phi_{politja}}{2} = 0$$

$$-M + 0,9 \cdot FT1 \cdot \frac{\phi_{politja}}{2} = 0$$

Aïllant la reacció provocada pel tram tensat, s'obté:

$$FT1 = \frac{2 \cdot M}{0,9 \cdot \phi_{politja}} = \frac{2 \cdot 0,182 \text{ Nm}}{0,9 \cdot 0,0143 \text{ m}} = 31,1 \text{ N}$$

Si substituïm la suposició de que el tram destensat equival a un 10% del tram destensat, s'obté:

$$FT2 = 0,1 \cdot FT1 = 0,1 \cdot 31,1 \text{ N} = 3,11 \text{ N}$$

Ft i Fr

El parell de l'arbre de transmissió que s'està estudiant prové de la roda dentada, concretament de la força Ft. Alhora, l'angle de pressió de la roda dentada es suposa del 20°, ja que és un valor comú en les rodes dentades.

Per a la obtenció d'una relació entre el moment M i la força Ft, sols cal aïllar Ft de la següent equació:

$$M = Ft \cdot \frac{\phi_{funcionament}}{2}$$

Sabent que el valor de M és el valor de la Taula 39 de parell a l'eix d'entrada a la corretja del bogie, amb valor de 0,182 Nm, s'obté:

$$Ft = \frac{M \cdot 2}{\phi_{funcionament}} = \frac{0,182 \text{ Nm} \cdot 2}{0,0123 \text{ m}} = 29,6 \text{ N}$$

Els valors de Ft i Fr s'obtenen amb relació trigonomètrica respecte l'angle de pressió de 20°, on es té la força perpendicular de la dent Fe. Es mostra en la Figura 104.

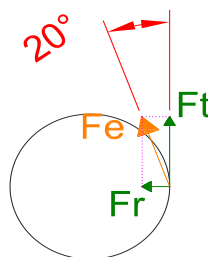


Figura 104: Gràfic de la relació trigonomètrica entre la força d'engranament (Fe) en l'angle de pressió i la força tangencial (Ft) i radial (Fr)

El valor de F_r en funció de F_t s'obté de forma directa:

$$\tan 20^\circ = \frac{F_r}{F_t}; F_r = F_t \cdot \tan 20^\circ = 29,6 \text{ N} \cdot \tan 20^\circ = 10,77 \text{ N}$$

Anàlisi del conjunt de l'eix

Es recupera la Figura 102 (Figura 105 en aquest apartat) per a poder realitzar els càlculs. Prèviament s'ha definit en la Figura 103 les distàncies entre els punts. Les distàncies són $\overline{DR} = 5,95 \text{ mm}$, $\overline{RP} = 7,55 \text{ mm}$, $\overline{PE} = 7 \text{ mm}$. El punt D correspon al rodament 3x8x4, el punt R a la roda dentada, P a la politja i E al rodament 5x11x5.

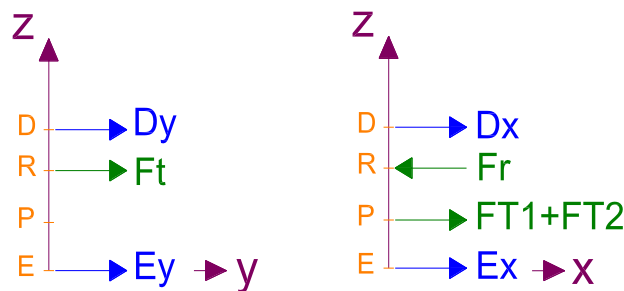


Figura 105: Forces de l'eix desglossades en els plans YZ i XZ

Prèviament s'han calculat uns valors de $F_t=29,6\text{N}$, $F_r=10,77\text{N}$, $FT1=31,1\text{N}$ i $FT2=3,1\text{N}$.

Les forces aplicades per la roda dentada, i les forces aplicades per la politja es transmeten als dos rodaments ubicats ens els extrems de l'eix. Aquests dos extrems es consideren els punts de suport de l'eix i es suposa que no tenen parell flector en sentit radial (eixos x i y). Totes les distàncies són en mm en el càlcul.

Sumatori de moments en el punt D en el pla YZ, considerant positiu el sentit horari.

$$\sum M_D = 0; -F_t \cdot \overline{DR} - E_y \cdot \overline{DE} = 0;$$

$$E_y = -\frac{F_t \cdot \overline{DR}}{\overline{DE}} = -\frac{29,6 \text{ N} \cdot 5,95}{20,5} = -8,6 \text{ N}$$

Sumatori de forces en eix radial, considerant l'eix Y sortint de l'eix com a positiu.

$$\sum F_x = 0; D_y + F_t + E_y = 0; D_y = -F_t - E_y = -29,6 \text{ N} - (-8,6 \text{ N}) = -21 \text{ N}$$

Sumatori de moments en el punt D en el pla XZ, considerant positiu el sentit horari.

$$\sum M_D = 0; +F_r \cdot \overline{DR} - (FT1 + FT2) \cdot \overline{DP} - E_x \cdot \overline{DE} = 0;$$

$$E_x = \frac{F_r \cdot \overline{DR} - (FT1 + FT2) \cdot \overline{DP}}{\overline{DE}} = \frac{10,77 \text{ N} \cdot 5,95 - (31,1 + 3,11)\text{N} \cdot 13,5}{20,5} = -19,4 \text{ N}$$

Sumatori de forces en eix radial, considerant l'eix X sortint de l'eix com a positiu.

$$\sum F_x = 0; \quad Dx - Fr + (FT1 + FT2) + Ex = 0;$$

$$Dx = Fr - (FT1 + FT2) - Ex = 10,77 \text{ N} - (31,1 + 3,11) \text{ N} - (-19,4 \text{ N}) = -4,04 \text{ N}$$

Un cop calculades les reaccions dels rodaments en els plans XZ i Y, es corregeix el sentit de les reaccions i es mostra la longitud de la línia proporcional al seu valor. Es mostra en la Figura 106.

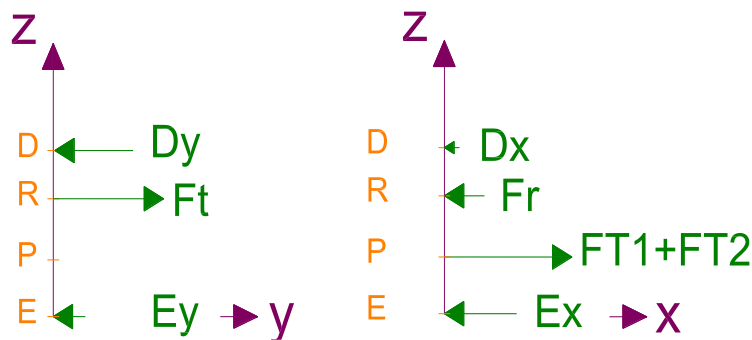


Figura 106: Forces desglossades en pla XZ i YZ amb els sentits de les forces corregit i amb longituds de línia proporcionals

Tenint els valors vectorials de forces en els rodaments es pot extreure el valor total de força radial a fer pel rodament i comparar-lo amb els valors de referència dels mateixos.

$$D = \sqrt{Dx^2 + Dy^2} = \sqrt{4,04^2 + 21^2} = 21,4 \text{ N} = 0,021 \text{ kN}$$

$$E = \sqrt{Ex^2 + Ey^2} = \sqrt{19,4^2 + 8,6^2} = 21,22 \text{ N} = 0,021 \text{ kN}$$

Les forces radials màximes suportades pels rodaments d'aquest eix es mostren en la Taula 40.

Taula 40: Resum dels valors d'esforços suportats pels rodaments (valors extrets de l'annex 7).

Rodament	Capacitat càrrega dinàmica (kN)	Capacitat càrrega estàtica (kN)	Límit fatiga (kN)
3x8x4	0,319	0,09	0,004
5x11x5	0,468	0,143	0,006

Es pot comprovar que no arriben al valor de càrrega dinàmica ni estàtica, pel que els rodaments compleixen sense cap problema les forces que els hi transmetin la roda dentada i la polijja. Cal destacar que no arriben al valor de límit de fatiga, pel que en un determinat número de esforços es tindran que renovar, però tractant-se d'un prototip es suposa que serà reemplaçat abans d'arribar a les repeticions necessàries.

Anàlisi d'esforços en l'eix

Un cop comprovat que els rodaments suporten els esforços, cal comprovar que l'eix també pugui suportar els esforços aplicats, comprovant sobretot en els punts de canvis de secció, punts principals de concentracions de tensions.

Anàlisis de moments flectors en el pla YZ, considerant positiu en sentit Y.

Tram DR, moment en punt R (centre de roda dentada).

$$(M_R)_y = D_y \cdot \overline{DR} = 21 \text{ N} \cdot 5,95 \text{ mm} = 0,125 \text{ Nm}$$

Tram PE, moment en punt P (centre de politja).

$$(M_P)_y = E_y \cdot \overline{PE} = 8,6 \text{ N} \cdot 7 \text{ mm} = 0,060 \text{ Nm}$$

Anàlisis de moments flectors en el pla XZ, considerant positiu en sentit X.

Tram DR, moment en punt R (centre de roda dentada).

$$(M_R)_x = D_x \cdot \overline{DR} = 4,04 \text{ N} \cdot 5,95 \text{ mm} = 0,024 \text{ Nm}$$

Tram PE, moment en punt P (centre de politja).

$$(M_P)_x = -E_x \cdot \overline{PE} = -19,4 \text{ N} \cdot 7 \text{ mm} = -0,136 \text{ Nm}$$

En la Figura 107 es mostra gràficament a escala els resultats obtinguts en cada eix. Es considera positiu en sentit "x" i "y", segons cada cas.

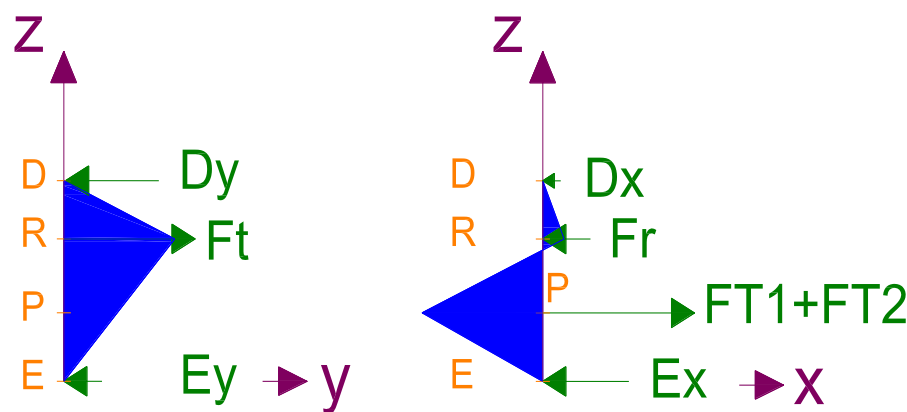


Figura 107: Resultat gràfic dels moments flectors en cada punt de l'eix

Si es calcula el moment torsor total, partint dels dos resultats vectorials s'obté:

Moment en punt R.

$$Mr = \sqrt{(Mr)_y^2 + (Mr)_x^2} = \sqrt{0,125^2 + 0,024^2} = 0,127 \text{ Nm}$$

Moment en P.

$$M_p = \sqrt{(M_p)_y^2 + (M_p)_x^2} = \sqrt{0,06^2 + (-0,136)^2} = 0,148 \text{ Nm}$$

Per al càlcul dels esforços de l'eix es parteix de la Figura 108, on es mostren les dimensions bàsiques de l'eix, necessari per a l'estudi de la resistència del mateix a esforços tallants.

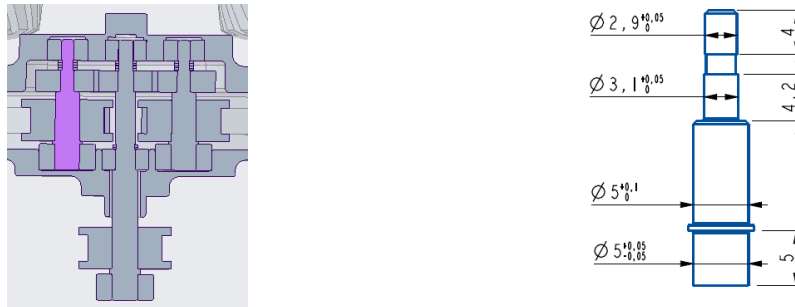


Figura 108: Eix a estudiar, sense els elements que el compona (esquerra) i dimensions interiors dels elements que els componen (dreta)

S'estudien les seccions més compromeses en quant a resistència. Es suposa que en els rodaments no hi ha moment flector, sols esforços tallants. Donada aquesta suposició, els punts més compromesos són el punt P (centre de la politja), el punt R (centre de la roda dentada) i en el canvi de secció més brusc, on es passa de 5mm de diàmetre a 3,1, on s'allotja l'extrem de la roda dentada.

L'eix, tal com s'ha comentat, es fabrica a partir d'alumini mitjançant mecanització. L'alumini té un valor de tensió màxima d'entre 200 i 250 MPa (N/mm²).

Tensió màxima en el punt P (centre de la politja):

$$\text{Moment en P} = M_p = 148 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\text{Moment inèrcia en secció P} = I_z = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = 30,68 \text{ mm}^4$$

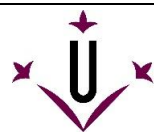
$$\text{Tensió màxima} = \sigma_{\max} = \frac{M_p \cdot r}{I_z} = \frac{148 \cdot 2,5 \text{ mm}}{30,68 \text{ mm}^4} = 12,06 \text{ MPa}$$

Tensió màxima en el punt R (centre de la roda dentada):

$$\text{Moment en R} = M_r = 127 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\text{Moment inèrcia en secció R} = I_z = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = 4,53 \text{ mm}^4$$

$$\text{Tensió màxima} = \sigma_{\max} = \frac{M_r \cdot r}{I_z} = \frac{127 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot 1,55 \text{ mm}}{4,53 \text{ mm}^4} = 43,42 \text{ MPa}$$



Canvis de secció brusc per allotjament de la roda dentada, on es passa de 5 a 3,1 mm de diàmetre. Tota la informació de canvis de secció i resistència d'eixos s'ha extret dels apunts de l'assignatura càlcul i disseny de màquines, en el temari d'arbres de transmissió.

Per a realitzar el càlcul cal partir de la següent equació:

$$\sigma_{m\grave{a}x} = \alpha_{kb} \cdot \frac{Mr'}{Wr'}$$

Per trobar el coeficient α_{kb} cal partir de la Figura 109. Segons els càlculs cal determinar els valors requerits, on $Q = 0,2$ mm, $t = 0,95$ mm, $d = 3,1$ mm i $D = 5$ mm. Calculant obtenim $Q/t = 0,21$ i $d/D = 0,62$. S'obté $\alpha_{kb} \approx 2,15$.

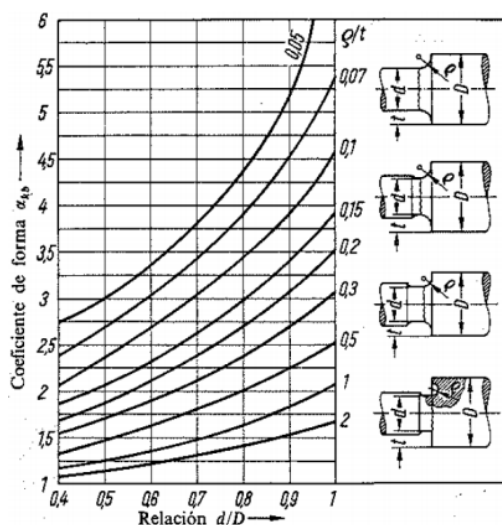


Figura 109: Coeficient α_{kb} d'eixos amb canvis de secció en escalons

El valor de Wr' s'obté de $Wr' = 0,1 \cdot d^3 = 0,1 \cdot (3,1 \text{ mm})^3 = 2,98 \text{ mm}^3$

Pel càlcul del valor de tensió màxima, es suposa que en el canvi de secció es continua tenint el mateix valor de moment torsor que en el punt R, ja que en el punt de canvi de secció és on es suporta aquest element. Un cop obtinguts els valors necessaris, els càlculs resulten en:

$$\sigma_{m\grave{a}x} = \alpha_{kb} \cdot \frac{Mr'}{Wr'} = 2,15 \cdot \frac{127 \text{ N} \cdot \text{mm}}{2,98 \text{ mm}^3} = 91,63 \text{ MPa}$$

Es pot comprovar que en el canvi de secció es treballa a molta més pressió sobre el material, però tot i així es troba a la meitat del que permet el propi material, ja que depenent de l'acabat del mateix pot arribar a 250 MPa, permetent un coeficient de seguretat de 2,5.

Aclariment: Degut a que en aquest treball el que es realitza és un prototip, es negligeix l'estudi a fatiga dels eixos, ja que es dona per fet que no funcionarà suficients hores com per tenir que considerar-ho.

8.3.2. Esforços en els altres eixos

Com s'ha comentat prèviament, l'eix d'entrada a la corretja del bogie, degut al seu disseny i als elements que allotja, era el més compromès en quant a resistència. Un cop comprovat que els seus rodaments poden treballar sense cap problema i que l'eix resistirà les tensions, es justifica per que els altres eixos suportaran sense impediments els esforços aplicats sense justificació numèrica, ja que a la teoria, degut a les seves dimensions, podran suportar-ho.

Eix d'entrada al bogie

En la Figura 110 es mostra l'eix, ubicat en l'eix de unió entre el basculant i el bogie, transmetent la potència rebuda per la corretja del basculant cap als eixos d'entrada a la corretja del basculant mitjançant rodes dentades. D'aquest eix n'hi ha un per bogie.

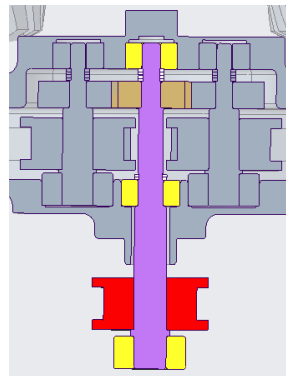


Figura 110: Entorn de l'eix en el disseny, ubicat en la unió del bogie amb el basculant

En la Figura 111 es mostren les dimensions interiors de l'eix, el qual suporta un rodament de 3x8x4, un de 4x9x4 i un de 5x11x5.

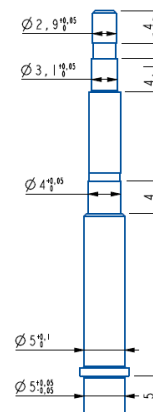
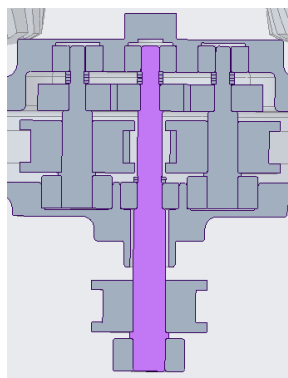
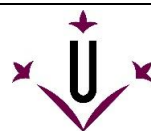


Figura 111: Eix a estudiar, sense els elements que el compona (esquerra) i dimensions interiors dels elements que els componen (dreta)

Aquest eix a la teoria ha de poder suportar els esforços, principalment per la presència de 3 rodaments, i per que cada element inclòs en l'eix (poliça i roda dentada) està entre 2 rodaments sense cap altre element entremig. Aquesta disposició dona molta resistència a l'eix ja que pot repartir les càrregues en 3 punts i no té 2 elements en el mateix tram que augmentin els esforços.



En quan als rodaments i els elements compresos, prèviament amb 2 elements suportaven amb bastant marge els esforços, tenint-hi el rodament més petit muntat en el prototip (3x8x4), pel que amb 1 sol element ha de poder suportar els esforços amb molt marge.

Eix d'entrada al reductor

En la Figura 112 es mostra l'eix a estudiar, ubicat en l'eix de la roda, a l'entrada del reductor, sent l'eix que transmet la potència rebuda per la corretja dentada i la transmet al reductor. D'aquest eix n'hi ha un per roda.

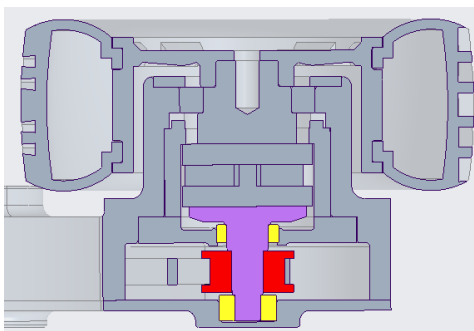


Figura 112: Entorn de l'eix en el disseny, ubicat en l'eix de la roda

En la Figura 113 es mostren les dimensions interiors de l'eix, el qual suporta un rodament de 5x11x5 i un de 8x12x3,5.

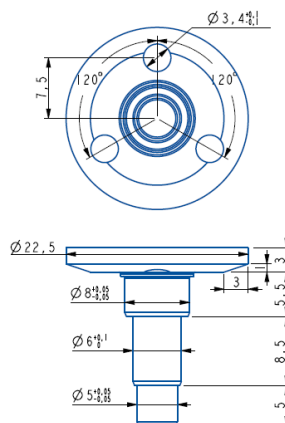
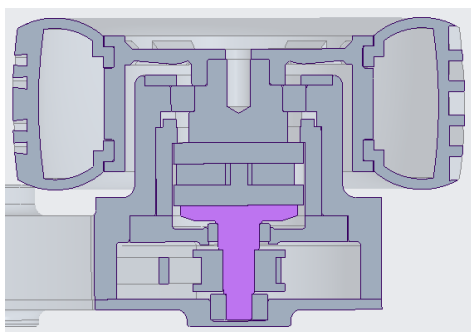
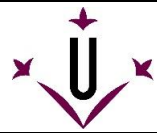


Figura 113: Eix a estudiar, sense els elements que el componen (esquerra) i dimensions interiors dels elements que el componen (dreta)

En aquest cas es treballa amb rodaments de majors dimensions i amb eixos de majors diàmetres, amb parells molt similars al de l'eix d'entrada a la correa del bogie. Aquests fets fan que res indiqui un punt susceptible de ruptura o bé que un rodament no pugui suportar els esforços aplicats.



Eix de la roda

En la Figura 114 es mostra l'eix a estudiar, ubicat en l'eix de la roda, a la sortida del reductor, sent l'eix que transmet la potència rebuda pel reductor a la roda. D'aquest eix n'hi ha un per roda.

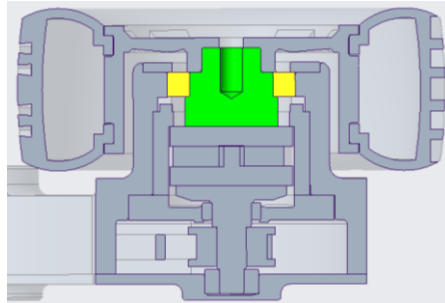


Figura 114: Entorn de l'eix en el disseny, ubicat en l'eix de la roda

En la Figura 115 es mostren les dimensions de l'eix, el qual suporta un rodament de 17x26x5.

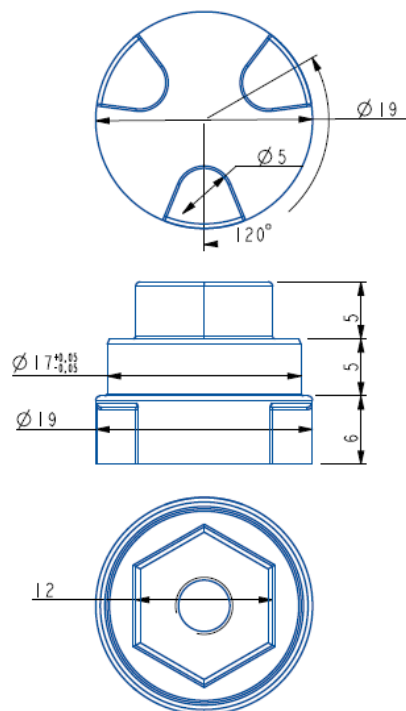


Figura 115: Dimensions interiors de l'eix

Degut a la major dimensió de l'eix i del rodament, tot i tractar-se d'un punt d'alt parell ja que és posterior al reductor, es dona per suposat que les grans dimensions dels elements de l'eix suportaran els esforços aplicats.

8.4. Càlcul experimental del rendiment del conjunt

Mitjançant pesos s'analitza experimentalment la massa necessària per a tenir moviment en el conjunt, o el que és el mateix, el parell necessari per vèncer el parell resistent. Aquest parell, comparat amb el que està previst que pugui suportar el conjunt, es pot traduir com les pèrdues de parell, traduïnt-se com a rendiment del conjunt.

S'han de distingir dos tipus de friccions en la prova, la fricció estàtica i la fricció dinàmica. La primera fa referència a la fricció que s'ha de vèncer per iniciar el moviment i la segona fa referència a la fricció que s'ha de vèncer un cop ja està en moviment per a que es continuï produint el mateix.

Prova en reductor

Per a realitzar la prova en el reductor s'utilitzen dos petits prototips del conjunt de l'eix de la roda, on es té des de l'eix d'entrada al reductor fins a la llanta. Aquests han sigut construïts previs al muntatge final per comprovar les dimensions del disseny i la funcionalitat del reductor. Ambdós reductors, mostrats en la Figura 116, no tenen les mateixes dimensions exteriors de l'estructura però si tenen les mateixes dimensions i característiques internes, pel que els valors obtinguts entre els dos conjunts, a la teoria, han de ser bastant similars.



Figura 116: Imatge dels dos prototips de reductors realitzats previs al muntatge final

L'experiment ha sigut realitzat en l'eix d'entrada al reductor, en la part on es fixarà la polijeta, de diàmetre 6 mm. La prova consisteix en fixar un fil al voltant de l'eix i aplicar pesos fins aconseguir moviment en el mateix. La massa necessària per a produir el moviment es pot traduir com el parell necessari per vèncer les friccions en el conjunt. El muntatge en l'eix es mostra en la Figura 117.

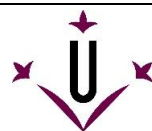


Figura 117: Imatge de la fixació del fil a l'eix per a l'experiment

En la Taula 41 es mostren els valors obtinguts en l'experiment.

El càlcul del parell de fricció s'obté de la força produïda pel pes de les masses de l'experiment multiplicada pel radi de l'eix (es pren valor de gravetat de 10 m/s^2 , amb un diàmetre de 6mm).

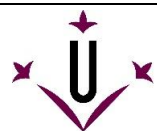
$$\text{Parell fricció (N} \cdot \text{mm)} = m(\text{kg}) \cdot g \left(\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right) \cdot \frac{\phi_{\text{eix}}}{2} (\text{mm})$$

Taula 41: Valors obtinguts en l'experiment de parells de fricció en els reductors

Prototip / fricció dinàmica o estàtica	Massa (grams)	Parell de fricció (N·mm)
Prototip I / dinàmica	25	0,75
Prototip I / estàtica	35	1,05
Prototip II / dinàmica	25	0,75
Prototip II / estàtica	35	1,05

En aquest experiment es treu la conclusió que ambdós prototips tenen uns valors molt similars, però no exactes, ja que s'ha de considerar que les masses disponibles tenen intervals de 5 grams entre elles.

Si es comparen els valors del parell de fricció en comparació amb el parell màxim que ha de suportar la roda, el necessari en el cas C1a de valor 912 N·mm, mostra un rendiment pròxim al 99%. Aquests valors són totalment experimentals, sense carga en la roda, pel que es dona per fet que en el muntatge final, on la roda tindrà esforços a superar, que les pèrdues per fricció seran majors.



Prova amb conjunt final

Aclariment inicial: cronològicament, aquesta prova es realitza posterior al muntatge de tot el prototip, es mostra en la Figura 118 una imatge de la realització de la prova, prèvia a la explicació del muntatge final ni de les imatges del prototip acabat. Aquests es realitzaran en apartats posteriors.

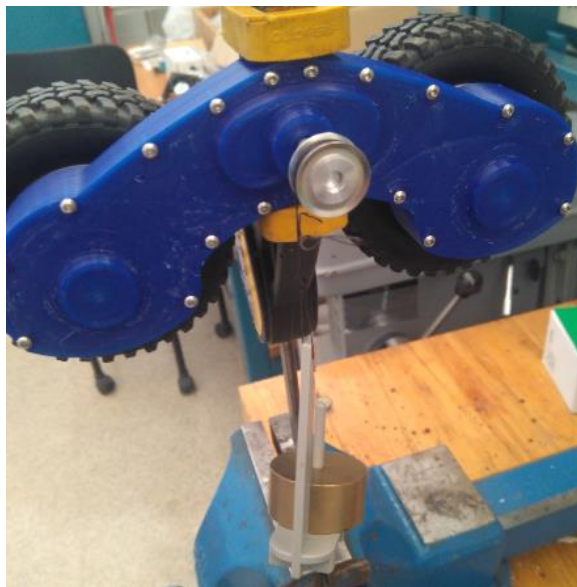


Figura 118: Imatge realitzada durant la prova de friccions del conjunt final

El càlcul del parell de fricció s'obté de forma idèntica al càlcul del reductor, utilitzant com a element on aplicar els pesos una politja idèntica a les utilitzades per les corretges del prototip (es pren valor de gravetat de 10 m/s^2 , amb un diàmetre de $14,3 \text{ mm}$).

$$\text{Parell fricció (N} \cdot \text{mm)} = m(\text{kg}) \cdot g \left(\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right) \cdot \frac{\phi_{\text{politja}}}{2} (\text{mm})$$


En la Taula 42 es mostren els valors obtinguts en l'experiment del conjunt sencer.

Taula 42: Valors obtinguts en l'experiment de parells de fricció

Prototip / fricció dinàmica o estàtica	Massa (grams)	Parell de fricció (N·mm)
Prototip sencer / dinàmica	45	3,22
Prototip sencer / estàtica	75	5,36

En aquest experiment es té que tenir en compte en l'augment considerable de parell a vèncer en la presència de corretges, un element que treballa molt bé a la tensió òptima, i a majors velocitats de les realitzades en la prova. Aquest element causa també l'alta diferència entre la prova dinàmica i estàtica.

Si es comparen els valors del parell de fricció en comparació amb el parell màxim que ha de suportar la roda, el necessari en el cas C1a de valor $912 \text{ N} \cdot \text{mm}$. Tal com s'ha comentat prèviament, es treballa sense càrregues en la roda, pel que es tracta de valors orientatius.

 Universitat de Lleida Escola Politècnica Superior	Desenvolupament i construcció de la transmissió a les rodes d'un vehicle a petita escala de múltiples eixos amb bogies	
	Autor: Josep Maria Valero Pérez	
	MEMÒRIA	Pàgina: 118 de 149

8.5. Disseny final en 2D, 3D i construcció del conjunt

En aquest apartat, l'últim del treball previ als annexes, es procedeix a l'explicació dels elements del disseny, del procés de fabricació de cadascun o l'adquisició dels mateixos, detallant els aspectes importants del disseny que no s'hagin detallat prèviament.

En apartats anteriors ja s'ha detallat:

- Eixos amb els rodaments i elements de transmissió que suporten. No es farà un sub-apartat d'aquestes parts perquè s'han realitzat les explicacions necessàries prèviament.
 - o Els eixos, tal com s'ha comentat, es realitzaran a partir de mecanització amb alumini. Els plànols amb les dimensions dels eixos ja han sigut mostrats en l'apartat 8.2.
 - o Els rodaments també han sigut detallats en l'apartat 8.2. Els mateixos es compren mitjançant subministradors industrials, tals com RS, per exemple.
 - o Els elements de transmissió han sigut detallats al llarg de la definició del disseny final. Tots els elements ja s'ha definit prèviament quins han sigut adquirits, tals com el reductor o els conjunts corretja politja.
- Elements principals de l'estructura del bogie.
 - o Els elements del bogie s'han detallat en l'apartat 6.7, posteriorment als detalls generals del disseny. En aquest apartat es detallarà de forma més concreta algunes parts dels elements del disseny.

Els detalls del basculant no ha sigut detallat encara, es detallarà en aquest apartat. Tal com s'ha mencionat prèviament, el basculant no s'implementarà, es quedarà en disseny 3D

Posterior al detall dels elements previs, es creu convenient comentar posteriorment al disseny de detall els inconvenients que s'han trobat durant la implementació de les peces, tals com la fabricació dels eixos, de les peces en impressora 3D, entre altres.

Finalment, es deixarà constància en forma d'imatges de la implementació final del disseny de les peces i del conjunt final.

8.5.1. Disseny del basculant i subjecció al mòdul

En aquest apartat es defineix el disseny del basculant procurant complir amb els requeriments esmentats durant el transcurs d'aquest treball. En l'apartat de rodaments s'ha esmentat que es pretenia utilitzar 3 rodaments de 5x11x5 acoblats en les peces relatives al basculant i el mòdul per subjectar els eixos que contenen. Alhora, s'ha esmentat l'ús d'una corretja de 4 mm d'amplada amb politges de 18 dents per la transmissió entre els eixos del mòdul i d'entrada al bogie, els quals s'han mostrat també en apartats posteriors.

Disseny en detall del basculant i del mòdul

En la Figura 119 el disseny conjunt del suport del mòdul. Degut a que no s'ha especificat com ha de ser el mòdul i la seva funció sols s'ha especificat una proposta de subjecció del mateix al basculant. Aquest element allotjarà dos rodaments de 5x11x5 en la part exterior, que subjectaran l'eix del mòdul, i en la part interior, subjectarà dos coixinets de fricció comercials per al gir relatiu entre el mòdul i el basculant. Més endavant es detallaran més aquests elements.

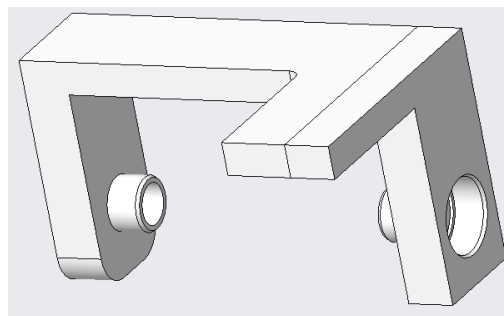


Figura 119: Disseny general de la subjecció al mòdul

En la Figura 120 es mostra el disseny conjunt del basculant, i en la Figura 121 es mostra el conjunt en explotat del conjunt. Cada element del conjunt es descriurà a continuació.

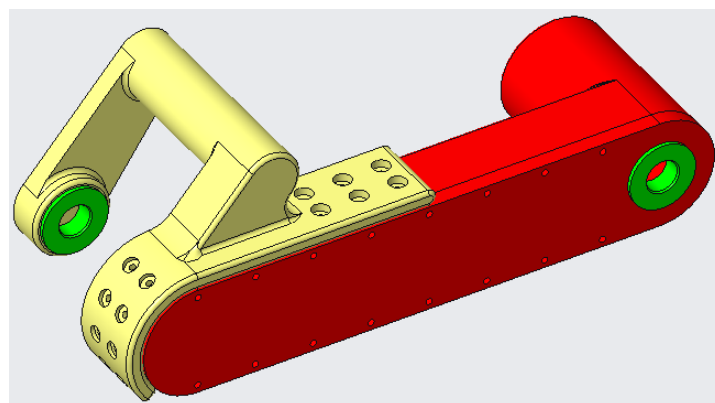


Figura 120: Disseny general del basculant

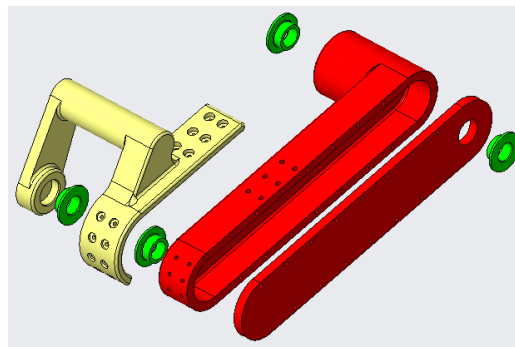
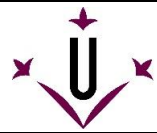


Figura 121: Vista general del conjunt del basculant

Elements del disseny del basculant

Base del basculant

En la Figura 122, Figura 123 i Figura 124 es mostra la peça base del basculant, realitzant la mateixa funció que la peça base del bogie, suportar el màxim d'esforços possibles que es puguin desenvolupar durant la transmissió del conjunt. A aquesta peça se l'hi uneixen de forma directa o amb elements auxiliars entremig totes les peces del conjunt mòdul – basculant.

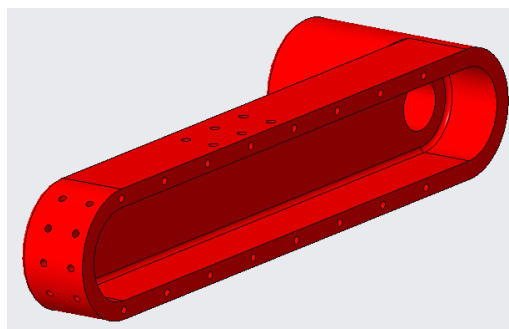


Figura 122: Vista general de la base del basculant

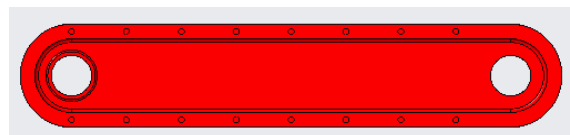


Figura 123: Vista lateral de la base del basculant

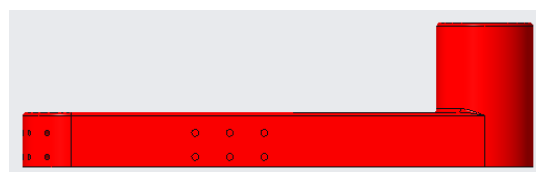
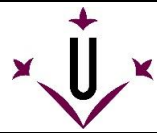


Figura 124: Vista superior de la base del basculant



Pont del basculant

En Figura 125, Figura 126, Figura 127 i Figura 128 es mostra el disseny del pont del basculant. La funció d'aquest element és subjectar el mòdul al basculant per dos posicions amb eix coincident per permetre un gir del bogie respecte aquest eix i, amb els dos suports, evitar moviments de flexió perpendiculars a aquest eix.

La inclinació de la peça cilíndrica respecte l'eix vertical, vist principalment en la Figura 126, es deu als requeriments de gir del bogie respecte aquesta peça. Més endavant es definirà de forma més concreta.

El pont del basculant s'uneix a la base del basculant amb visos acomodant la peça a la base del basculant al voltant de la mateixa, tal com es veu en la Figura 127.

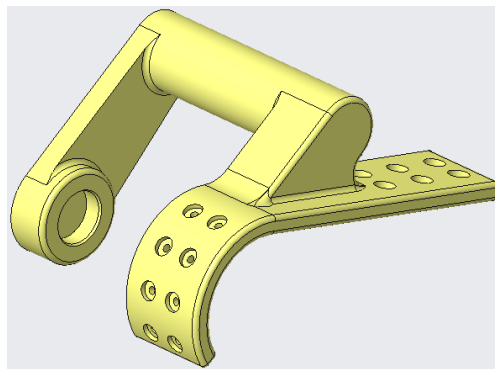


Figura 125: Vista general del pont del basculant

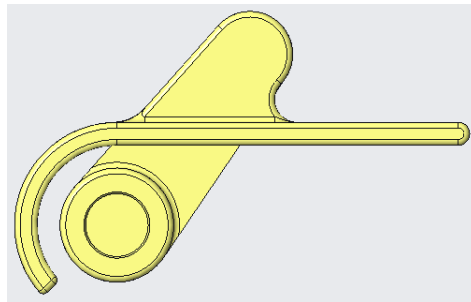


Figura 126: Vista lateral del pont del basculant

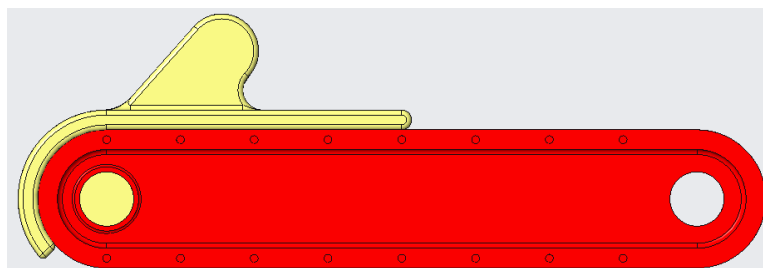


Figura 127: Vista frontal de l'encaix del pont del basculant amb la base del mateix

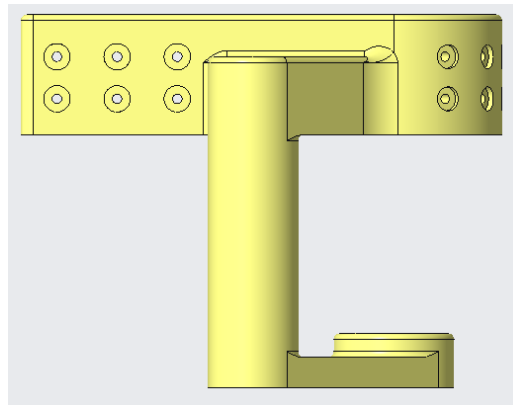
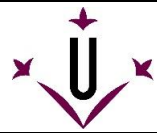


Figura 128: Vista superior del pont del basculant

Tapa del basculant

En la Figura 129, Figura 130 i Figura 131 es mostra la tapa del basculant. La funció d'aquesta peça es donar suport estructural a la base del basculant, a la que s'uneix amb visos.

Aquesta peça allotja un rodament de 5x11x5 que dona resistència estructural enfront als esforços a l'eix d'entrada al bogie. Aquest eix subjecta una politja de la corretja del basculant, pel qual es requeria un suport en forma de rodament per evitar esforços tallants.

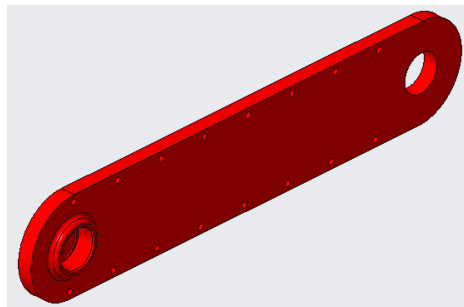


Figura 129: Vista general de la tapa del basculant

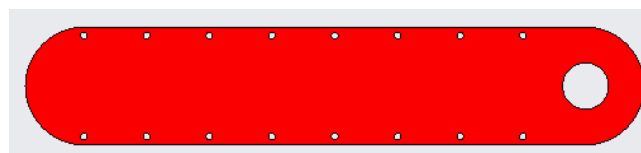


Figura 130: Vista posterior de la tapa del basculant

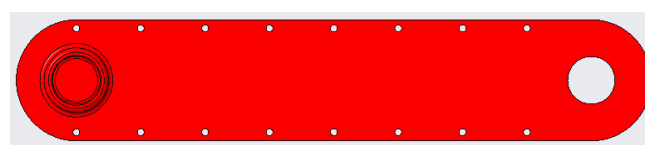


Figura 131: Vista frontal de la tapa del basculant

Suport de fricció IGUS

En la Figura 132 i Figura 133 es mostra el suport de fricció comercial del fabricant IGUS, el qual té la funció de permetre el moviment relatiu entre el bogie i el basculant, i entre el basculant i el mòdul.

En la Figura 134 es mostren les dimensions d'aquest element, extret de la web del propi fabricant, adjuntada en la bibliografia d'aquest treball.

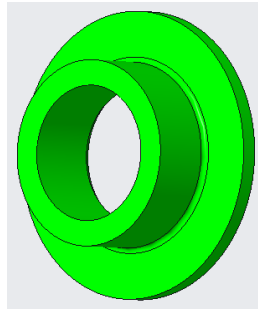


Figura 132: Vista general del suport de fricció IGUS

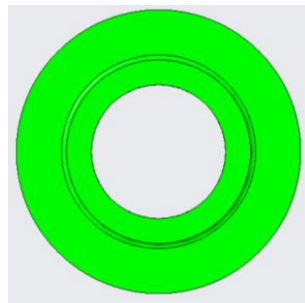
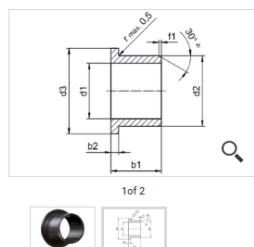


Figura 133: Vista frontal del suport de fricció IGUS

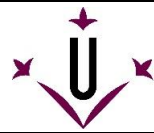
iglide® T500, sleeve bearing with flange, mm



- The chemical and temperature specialist, up to 21755 psi static
- Temperature resistant from -212 °F to +482 °F in continuous operation
- Universal resistance to chemicals
- High compressive strength

Part no.	TFM-081117-05
Ø d1 [mm]	8.0
Outer diameter d2 [mm]	11.0
Flange diameter d3 [mm]	17.0
Bearing length b1 [mm]	5.00
Flange thickness b2 [mm]	1.00
d1-Tolerance bearing	+0.025 +0.083 mm, E10

Figura 134: Dades de les dimensions del suport de fricció IGUS



Conjunt de transmissió del basculant

En la Figura 135 es mostra el conjunt de l'eix del mòdul, en explosionat en la Figura 136. Aquest eix conté la politja d'entrada a la corretja del basculant, i es subjecta al mòdul amb 2 rodaments de 5x11x5.

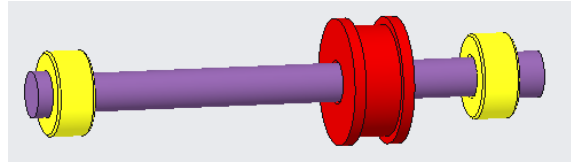


Figura 135: Vista general de l'eix del mòdul

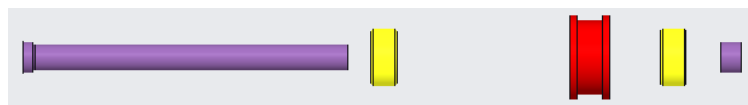


Figura 136: Vista en explosionat de l'eix del mòdul

En la Figura 137 i en la Figura 138 es mostra la unió d'aquests elements en el conjunt mòdul – basculant – bogie, mostrant en la Figura 137 l'eix del mòdul i en la Figura 138 els dos eixos del basculant.

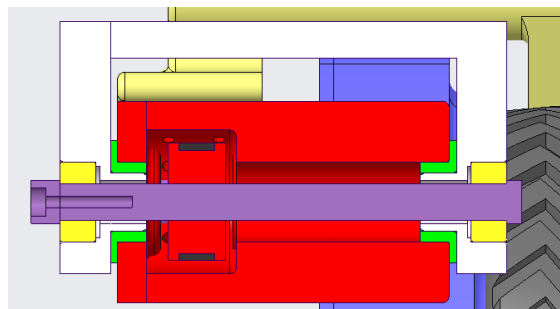


Figura 137: Vista en tall de l'eix del mòdul en el conjunt mòdul - basculant

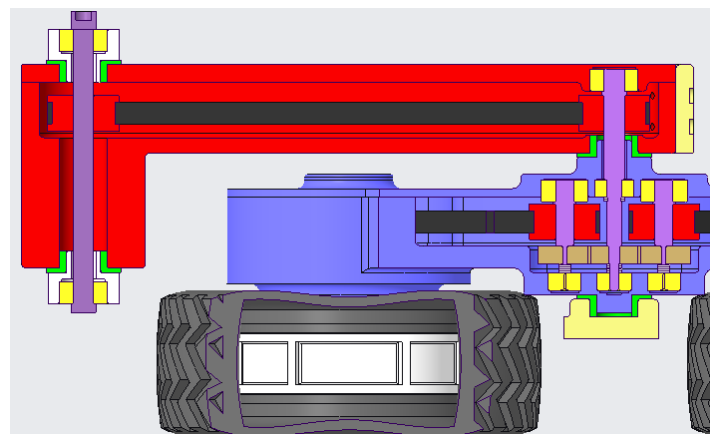
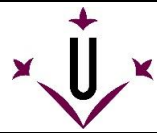


Figura 138: Vista en tall dels eixos del basculant



En la Figura 139 es mostra la corretja dentada del basculant inclosa dins de l'estructura del basculant, transmetent potència entre els dos eixos del basculant.

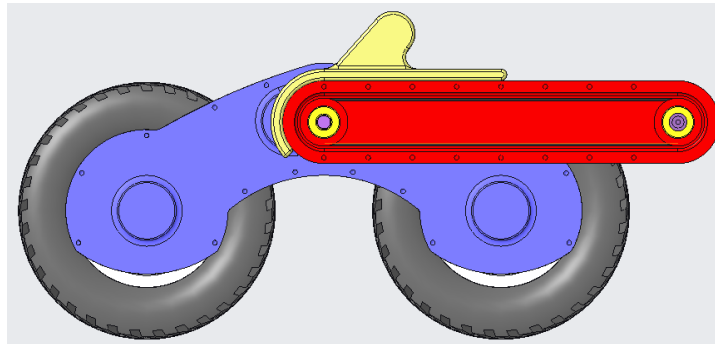


Figura 139: Vista de la corretja del basculant

Conjunt mòdul – basculant – bogie

En la Figura 140, Figura 141, Figura 142 i Figura 143 es mostra des de diferents vistes el conjunt dels 3 elements principals del disseny. Els elements mostrats ja s'han descrit de forma general en apartats posteriors.

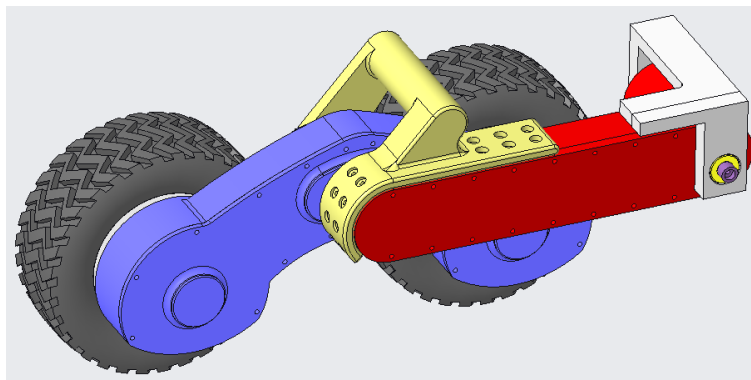


Figura 140: Vista general del conjunt mòdul - basculant – bogie

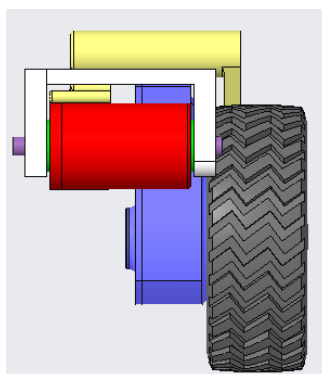


Figura 141: Vista posterior del conjunt mòdul - basculant – bogie

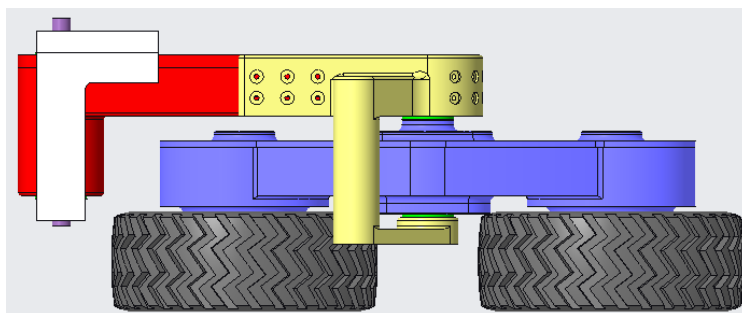
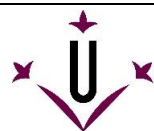


Figura 142: Vista superior del conjunt mòdul - basculant – bogie

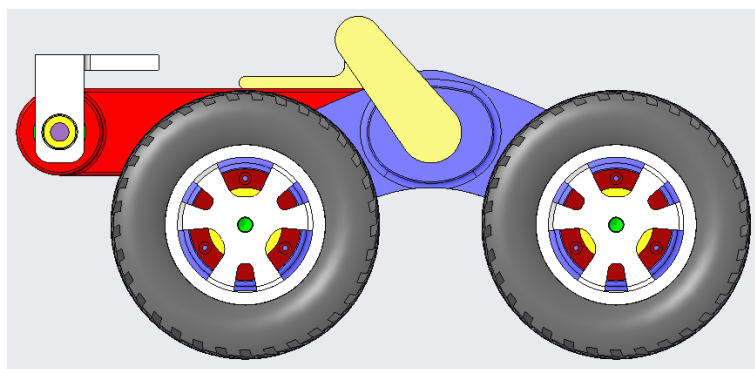


Figura 143: Vista frontal del conjunt mòdul - basculant – bogie

En la Figura 144 es mostra el conjunt mòdul – basculant en explosionat, junt amb la transmissió que conté, sense explosionar el bogie, el qual ja ha sigut detallat en anterioritat.

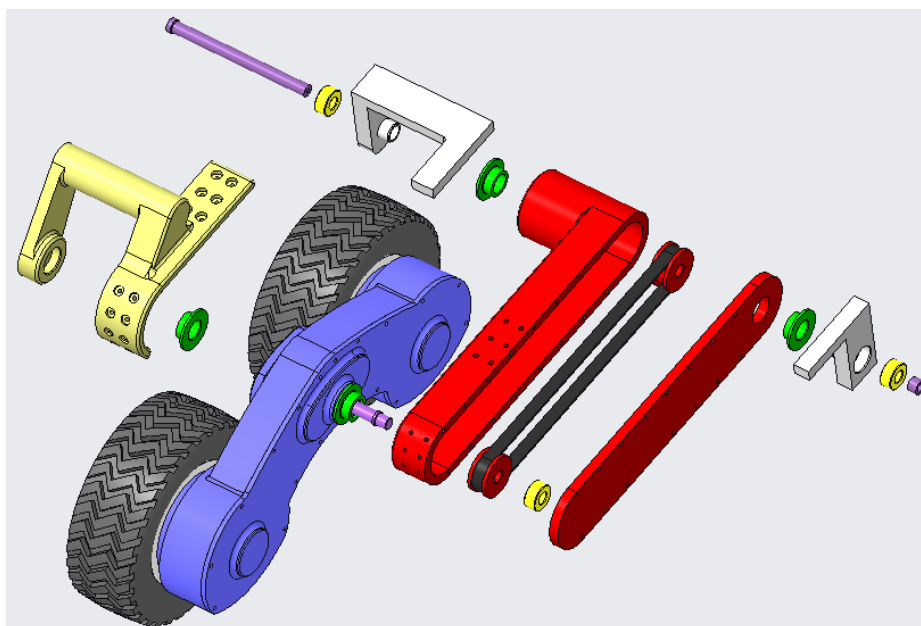


Figura 144: Vista en explosionat del conjunt mòdul - basculant

Posicions extremes del conjunt mòdul – basculant – bogie

Amb el tutor d'aquest treball es va comentar durant el desenvolupament del disseny del basculant les posicions extremes que hauria de poder desenvolupar aquest vehicle.

En terme general, el basculant ha de poder oscil·lar entre la posició horitzontal i una inclinació de 45° en sentit inferior a la peça, o en sentit de les posteriors figures, en sentit antihorari.

En quant al bogie, ha de ser capaç d'oscil·lar respecte el basculant, en sentit de les posteriors figures, en 15° en sentit antihorari, i de 95° en sentit horari.

Les posicions extremes es mostren en la Figura 145, Figura 146, Figura 147, Figura 148. En la Taula 43 es descriuen les inclinacions dels elements articulats respecte el pla horitzontal.

Taula 43: Inclinacions dels elements respecte el pla horitzontal, considerant positius els increments d'inclinació el sentit horari

Figura mostrada	Inclinació basculant respecte el pla horitzontal	Inclinació bogie respecte el pla horitzontal
Figura 145	0°	-15°
Figura 146	0°	95°
Figura 147	-45°	45°
Figura 148	-45°	-60°

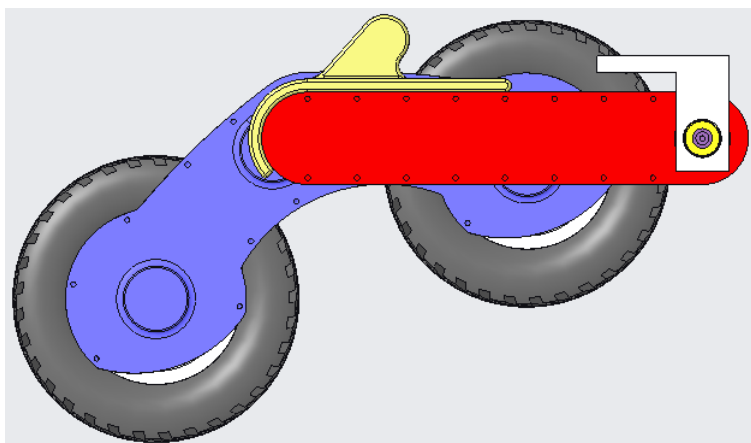


Figura 145: Posició extrema anti-horària del bogie amb basculant pla

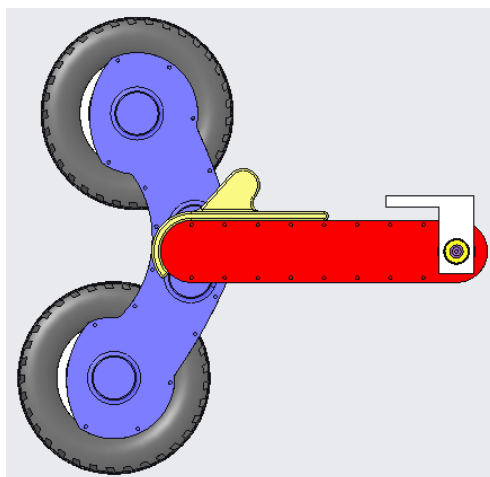


Figura 146: Posició extrema horària del bogie amb basculant pla

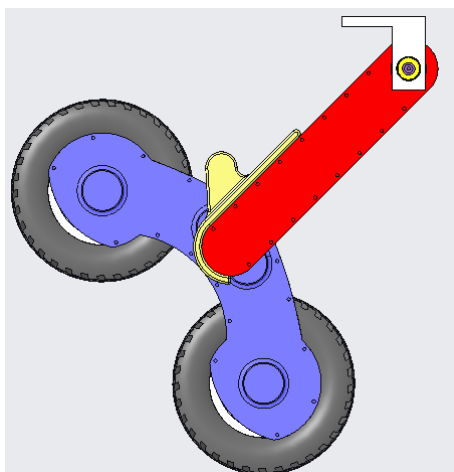


Figura 147: Posició extrema horària del bogie amb el basculant en posició extrema inferior

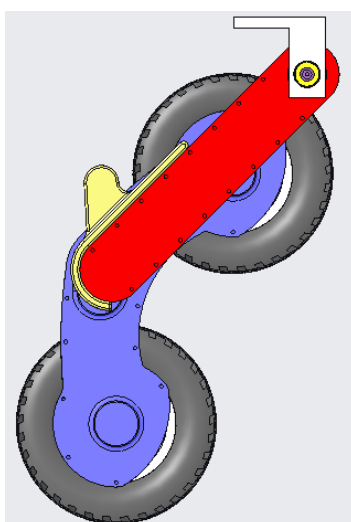
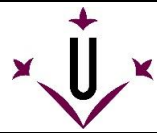


Figura 148: Posició extrema anti-horària del bogie amb el basculant en posició extrema inferior



8.5.2. Disseny en detall del bogie

Posteriorment a la definició del disseny, en l'apartat 6.7, s'han nombrat els elements principals del disseny. En aquest apartat es té també com a objectiu definir el procés de fabricació del elements i detallar les parts importants.

Estructura del bogie

En la Figura 149 i en la Figura 150 es mostra el disseny final del bogie, en vista general. En la Figura 151, Figura 152, Figura 153 i Figura 154 es mostra de forma més ampliada els elements importants del bogie. Aquest element s'implementarà amb impressió 3D utilitzant PLA.

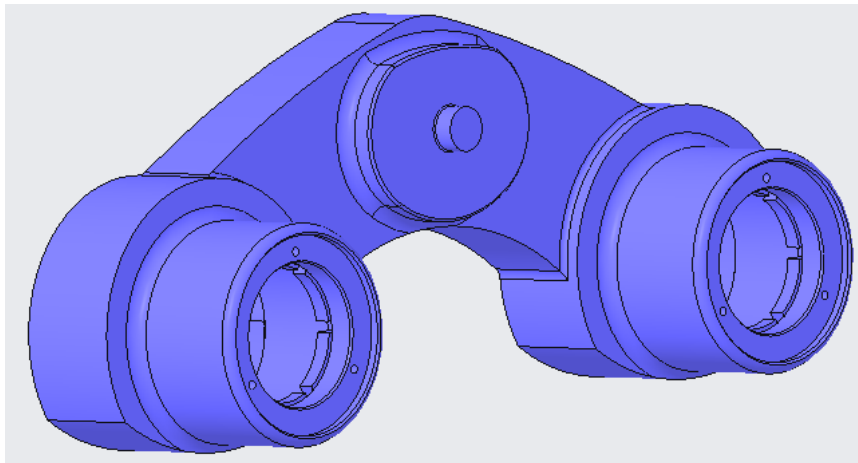


Figura 149: Vista general de la estructura del bogie, en el suport de la roda i del suport del pont del basculant

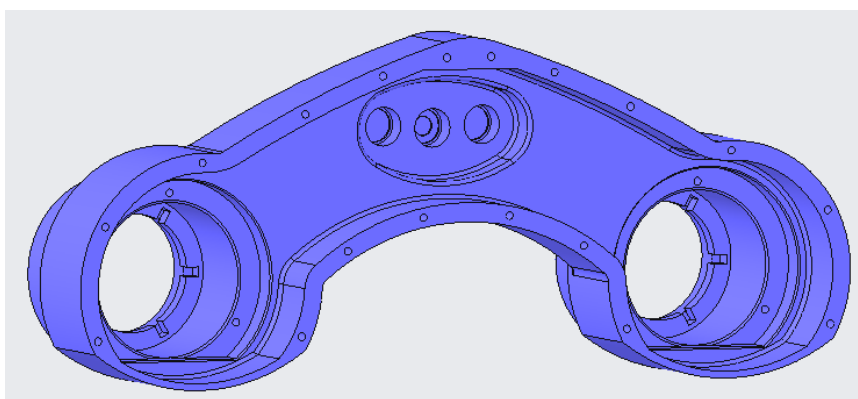


Figura 150: Vista general de la estructura del bogie, en el suport dels eixos i dels elements de transmissió

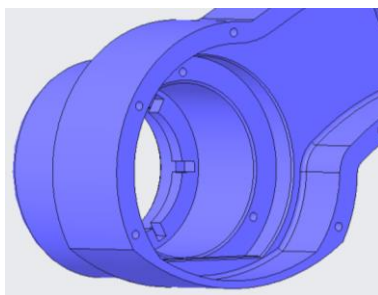
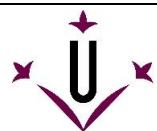


Figura 151: Vista ampliada del suport del reductor

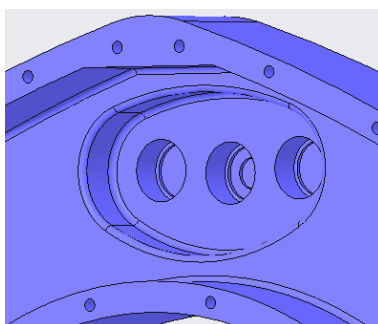


Figura 152: Vista ampliada del suport dels eixos d'entrada al bogie i d'entrada a la corretja del bogie

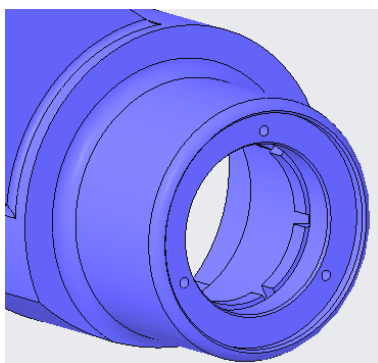


Figura 153: Vista ampliada del suport del rodament que subjecta l'eix de la roda

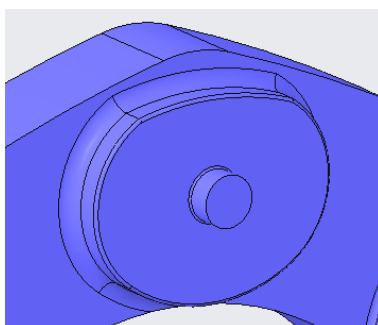
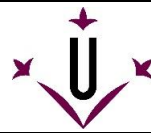


Figura 154: Vista ampliada del suport del pont del basculant



Tapa del bogie

En la Figura 155 i en la Figura 156 es mostra la part interior i exterior de la tapa del bogie, on es veu en el suport del bogie a l'estructura del basculant, amb l'espai per on passa l'eix d'entrada al bogie. En la part interior es veuen els suports dels rodaments que subjecten els eixos del bogie. Aquest element s'implementarà amb impressió 3D utilitzant PLA.

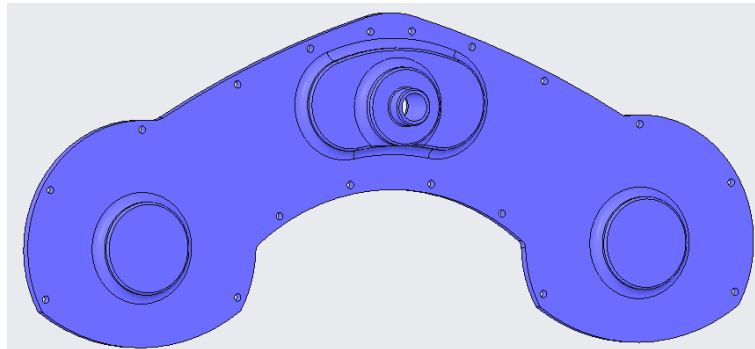


Figura 155: Vista general de la tapa del bogie per la part exterior, amb el suport de l'estructura del basculant en la part central

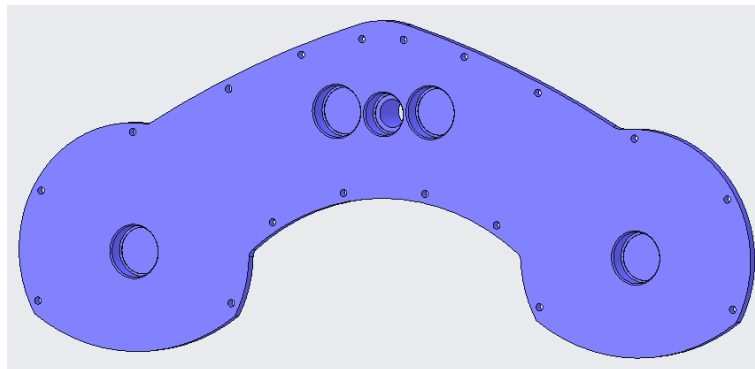
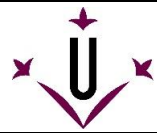


Figura 156: Vista general de la part interior de la tapa del bogie, amb els suports dels rodaments que subjecten els eixos del bogie



Suport del rodament de l'eix d'entrada al reductor

En la Figura 157 es mostra la part exterior de la peça en el seu allotjament i en la Figura 158 es mostra la part interior de la mateixa, on s'allotja el rodament i on hi ha la ranura per permetre el moviment de l'eix. Aquest element s'implementarà amb impressió 3D utilitzant PLA.

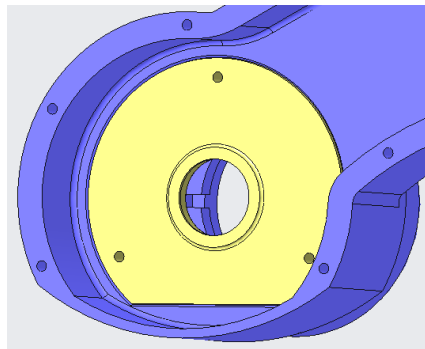


Figura 157: Suport del rodament allotjat en la seva posició en el bogie

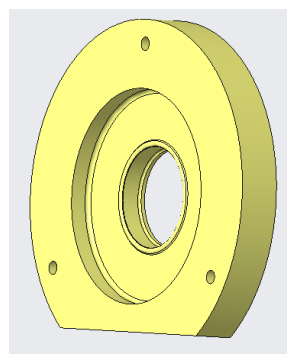


Figura 158: Vista de la part interior del suport del rodament en la part de subjecció del mateix

Llanta

En la Figura 159 es mostra la part exterior i la part on s'acobla la roda i en la Figura 160 es mostra la part interior on s'uneix amb l'eix de la roda. Aquest element s'implementarà amb impressió 3D utilitzant PLA.

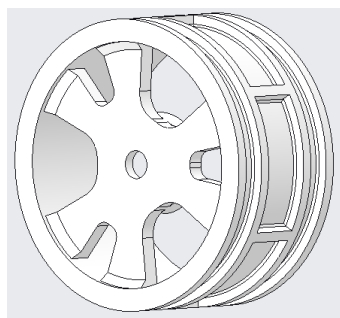


Figura 159: Vista de la llanta, en la part exterior i en la part on s'acobla amb el neumàtic

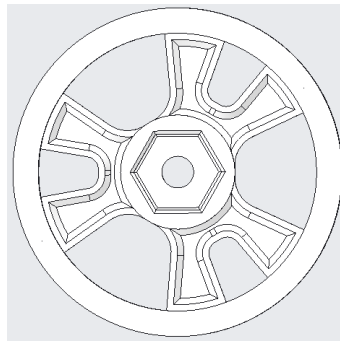
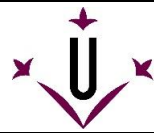


Figura 160: Vista de la part interior de la llanta, amb el reforç i amb el suport on s'acobra l'eix de la roda

Neumàtic

En la Figura 161 es mostra el model utilitzat. Aquest és el model utilitzat en tot el disseny, el qual va ser donat al principi de la realització del treball. El neumàtic real és de les mateixes dimensions interiors i exteriors. En la Figura 162 es mostra el neumàtic utilitzat en la implementació final.

No es considera l'opció d'imprimir-la amb la impressora per la falta de propietats dels materials disponibles de cara a la flexibilitat necessària en el mateix.

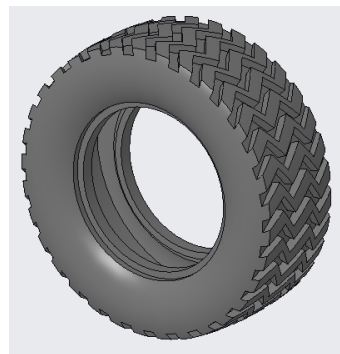



Figura 161: Vista del neumàtic utilitzat en el disseny 3D



Figura 162: Imatge del neumàtic que serà utilitzat en el disseny final

 Universitat de Lleida Escola Politècnica Superior	Desenvolupament i construcció de la transmissió a les rodes d'un vehicle a petita escala de múltiples eixos amb bogies	
	Autor: Josep Maria Valero Pérez	
	MEMÒRIA	Pàgina: 134 de 149

8.5.3. Dificultats d'implementació del disseny

Durant el desenvolupament del disseny 3D s'ha anat estudiant la implementació del mateix, el qual va comportar diversos problemes a superar.

Dificultats amb la impressora 3D

Per al desenvolupament del treball es va donar accés a l'autor d'aquest projecte al laboratori de mecànica, on disposava d'una impressora 3D Sigma de "BCN3Dtechnologies". Aquesta impressora donava alguns problemes a l'hora d'imprimir peces, pel qual es va actualitzar la màquina a una altra versió superior, tant de components com de sistema operatiu.

Realitzant aquest canvi, juntament amb un calibratge complet i un correcte ús del programa que converteix els arxius en 3D en arxius d'impressió, es van solucionar els problemes esmentats.

Un altre dels problemes trobats va ser amb els filaments ja que alguns dels que es disposaven estaven "caducats", o el que és el mateix, el plàstic d'impressió s'havia assecat i era inviable imprimir sense tenir problemes amb la continuïtat del flux de plàstic en l'extrusor.

Dificultats en la mecanització dels eixos


Durant el procés de fabricació amb mecanització dels eixos necessaris hi ha hagut un problema amb les petites dimensions dels eixos, concretament, dels diàmetres respecte la longitud dels eixos. L'eix d'entrada al bogie té un diàmetre de 3 mm en un extrem i una longitud superior als 30 mm, suposant una gran debilitat amb el torn disponible en la universitat.

S'ha intentat solucionar els problemes amb petites modificacions en el procés de fabricació, tals com reduir la velocitat d'avanç i sense realitzar les ranures de suport dels elements (es pretenia realitzar-les en un torn manual de menors dimensions), però es segueix sense tenir suficient precisió en les peces finals. Finalment s'ha optat per fabricar les peces en un torn manual de menors dimensions on poder controlar de forma més progressiva el procés.

Falta de stock

Com ja s'ha comentat prèviament, s'han requerit d'algunes modificacions per adaptar-se al stock disponible en els proveïdors. En el cas de les politges s'ha comentat que es tenia que passar d'una politja de 17 dents a una de 16 o una de 18, elegint aquesta última per al disseny.

Un altre canvi degut al stock disponible, el qual no s'ha comentat prèviament es amb les dimensions dels rodaments de 5x11x5, que inicialment estava previst d'utilitzar rodaments de 5x11x4. Com que aquest canvi es va saber durant el disseny de la versió utilitzada ja es va canviar en el seu moment, previ a l'explicació del propi disseny.

 Universitat de Lleida Escola Politècnica Superior	Desenvolupament i construcció de la transmissió a les rodes d'un vehicle a petita escala de múltiples eixos amb bogies	
	Autor: Josep Maria Valero Pérez	
	MEMÒRIA	Pàgina: 135 de 149

Petits prototips

S'han realitzat alguns petits prototips de parts del bogie previs a la realització de les peces finals per comprovar que el disseny de les parts importants estava ben preparat i adaptat abans de la implementació. Durant la realització d'aquests petits prototips es va trobar alguns dels problemes mencionats prèviament, com per exemple la necessitat de donar més espai al reductor dins del bogie, o de la necessitat de fer un xamfrà a la peça de subjecció del rodament de l'eix d'entrada al reductor.

Alhora, entre les dimensions del disseny 3D i de la impressió en 3D hi havia una variació en les dimensions dels diàmetres interiors, suposant un decrement del diàmetre de mig mil·límetre, el qual no acostuma a ser un problema molt gran en parts poc importants però en la subjecció dels rodaments suposa poder-lo fer entrar o no en l'espai disposat per a tal, ja que necessita d'un diàmetre casi idèntic en la subjecció per poder treballar correctament.

També s'ha de destacar la irregularitat amb que ha treballat la impressora 3D cap al final del projecte, on donava 2 resultats diferents imprimint la mateixa peça amb el mateix programa sense cap modificació.

Tensió òptima de la corretja

En aquest prototip es té corretges en el basculant i en el bogie. Les corretges són un element que requereixen d'una tensió relativament específica per treballar, on la distància entre eixos ha de ser molt precisa per a un òptim funcionament. En el cas d'aquest treball aquesta distància òptima no s'ha aconseguit plenament, ja que les corretges estan lleugerament destensades, el qual no afecta molt al funcionament en sí, però sí al rendiment del mateix.

8.5.4. Procés de construcció i implementació del disseny final

En aquest apartat es procedeix a explicar el procés de fabricació dels elements necessaris i de la unió del conjunt.

Elements fabricats de PLA mitjançant impressió 3D

Com s'ha detallat prèviament, diversos elements es fabriquen mitjançant impressió 3D. Per a realitzar-ho, es converteix el arxiu .prt utilitzat en el programa PTC CREO a format .stl (stereolithography), format disponible per obrir la peça amb el programa BCN3D Cura (versió 2.1.4) per realitzar-la mitjançant impressió 3D.

Consideracions durant la impressió, orientació de les peces

Per a la impressió 3D es té que tenir en compte l'orientació en que s'imprimirà ja que d'aquest factor depèn la qualitat del resultat final. En el cas dels espais on s'allotgen els rodaments, per exemple, aquests tenen que tenir la tapa cap al terra, evitant així fer-la amb material de suport previ. En cas de fer-se així, es disposa de major definició final. Si es fes de forma contrària, amb els espais pels rodaments realitzats amb material de suport en contacte amb la part plana, hi hauria un alt risc de patir les irregularitats que pot provocar el material de suport, deixant espais cilíndrics poc definits. En la Figura 163 es pot veure la comparativa de resultats amb impressió que no requereix suport en el rodament (part esquerra) i la que requereix suport (en la part dreta).

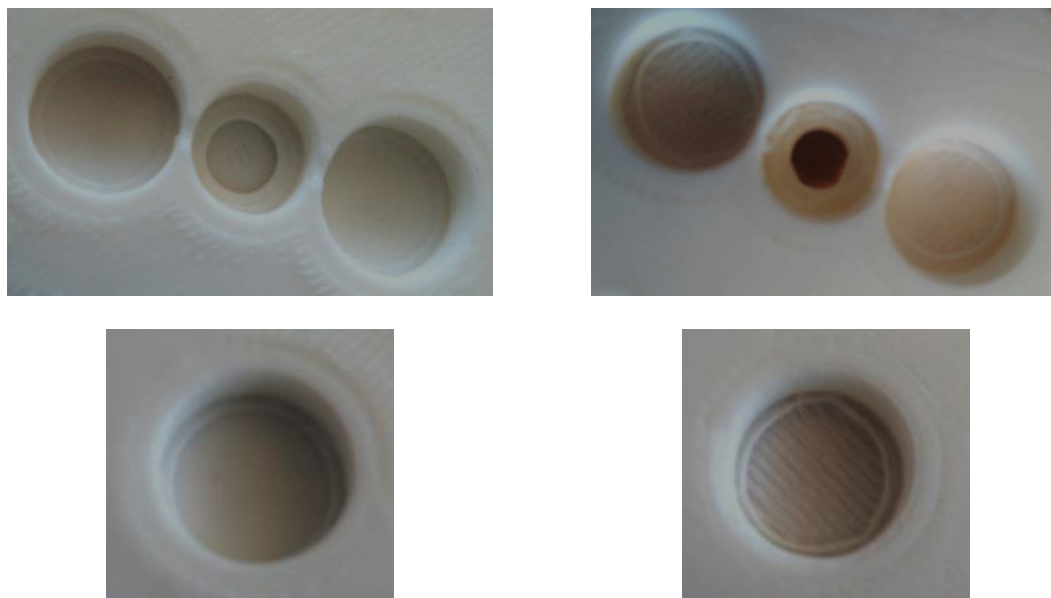
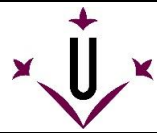


Figura 163: Comparativa en orientació de impressió, tenint en l'esquerra impressió amb la part exterior al rodament com a capa final, sense requerir suport en l'interior del rodament, i en la dreta, impressió amb la part exterior del rodament com a primeres capes de la impressió, requerint suport en l'interior del rodament.



Peces impreses

Base del bogie: En la Figura 164 es mostra de forma virtual com quedaria la peça un cop impresa per modificar els paràmetres que es creguin convenients, tals com paràmetres del suport o orientació de la peça. El programa detallava un temps d'impressió necessari de 13h45'. S'ha imprès en aquesta orientació per tenir major precisió en els espais necessaris pels rodaments. En la Figura 165 es mostra el resultat obtingut

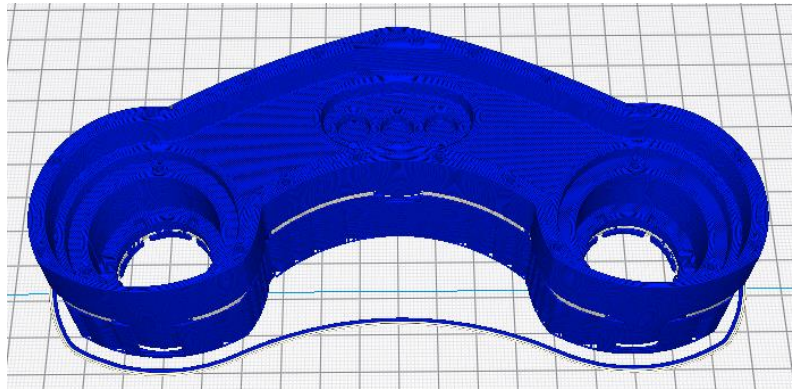


Figura 164: Captura de pantalla de BCN3D Cura de com es procedeix a la impressió de la base del bogie



Figura 165: Base del bogie obtinguda mitjançant impressió 3D

Tapa del bogie: En la Figura 166 es mostra de forma virtual com quedaria la peça un cop impresa per modificar els paràmetres que es creguin convenients. El programa detallava un temps d'impressió necessari de 5h30'. En aquest cas s'ha prioritzat la definició en els allotjaments dels rodaments a la velocitat d'impressió, ja que la cara vista en la part superior de la Figura 166 té una forma plana que resulta òptima per a la les primeres capes, desencadenant en la necessitat de ficar suport en els allotjaments dels rodaments. En la Figura 167 es mostra el resultat obtingut.

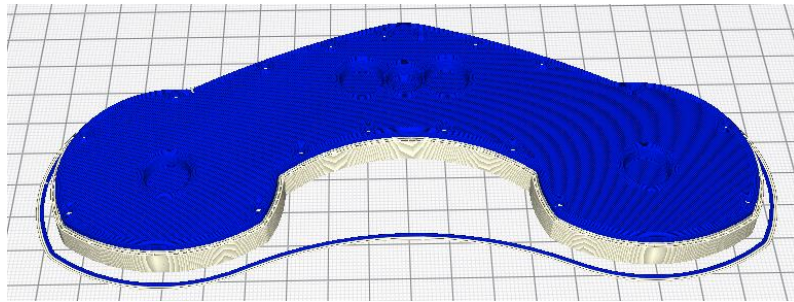
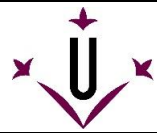


Figura 166: Captura de pantalla de BCN3D Cura de com es procedeix a la impressió de la tapa del bogie



Figura 167: Tapa del bogie obtinguda mitjançant impressió 3D

Suport del rodament de l'eix d'entrada al reductor: En la Figura 168 es mostra de forma virtual com quedaria la peça un cop impresa per modificar els paràmetres que es creguin convenients, tals com paràmetres del suport o orientació de la peça. El programa detallava un temps d'impressió necessari de 36'. S'ha imprès en aquesta orientació per tenir major precisió en els espais necessaris pels rodament i l'espai de treball de l'eix inclòs. En la Figura 169 es mostra el resultat obtingut (tot i que al programa es vegi amb color taronja per tenir millor contrast amb el suport, s'ha imprès en color blanc).

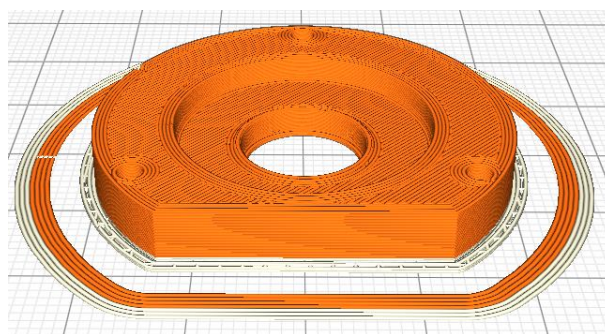


Figura 168: Suport del rodament de l'eix d'entrada al reductor obtingut mitjançant impressió 3D

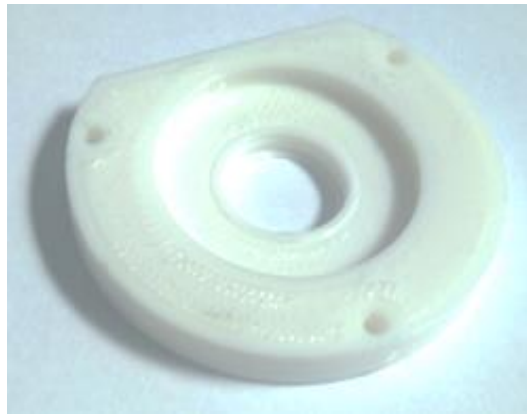
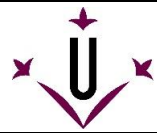


Figura 169: Suport del rodament de l'eix d'entrada al reductor obtingut mitjançant impressió 3D

Suport del rodament de l'eix de la roda: En la Figura 170 es mostra de forma virtual com quedaria la peça un cop impresa. El programa detallava un temps d'impressió necessari de 12'. S'ha imprès en aquesta orientació per evitar aplicar suport en els espais dels visos que subjecten la peça a la base del bogie. En la Figura 171 es mostra el resultat obtingut (tot i que al programa es vegi amb color taronja per tenir millor contrast amb el suport, s'ha imprès en color negre).

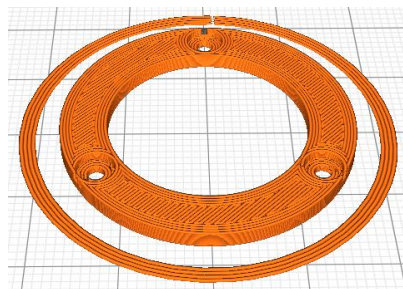
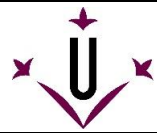


Figura 170: Suport del rodament de l'eix de la roda obtingut mitjançant impressió 3D



Figura 171: Suport del rodament de l'eix de la roda obtingut mitjançant impressió 3D



Llanta: En la Figura 170 es mostra de forma virtual com quedaria la peça un cop impresa. El programa detallava un temps d'impressió necessari de 4h30'. S'ha imprès en aquesta orientació per evitar aplicar suport en tota la part interior i així estalviar material i guanyar en temps total d'impressió. En la Figura 171 es mostra el resultat obtingut (tot i que al programa es vegi amb color taronja per tenir millor contrast amb el suport, s'ha imprès en color blanc).

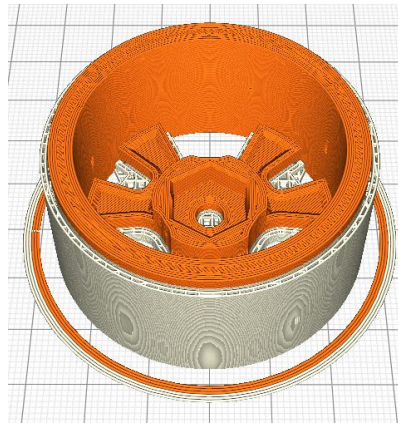


Figura 172: Llanta obtinguda mitjançant impressió 3D



Figura 173: Llanta obtinguda mitjançant impressió 3D, amb la vista de la part interior en l'esquerra i de la part exterior en la dreta

Eix de la roda: Aquest eix estava previst de realitzar-se amb alumini mitjançant mecanització, però per dificultats de fabricació i qüestions de temps es deixa en PLA. En la Figura 174 es mostra de forma virtual com quedaria la peça un cop impresa. El programa detallava un temps d'impressió necessari de 35'. S'ha imprès en aquesta orientació per tenir millor definició en el suport del rodament de la roda. En la Figura 175 es mostra el resultat obtingut (tot i que al programa es vegi amb color taronja per tenir millor contrast amb el suport, s'ha imprès en color blanc).

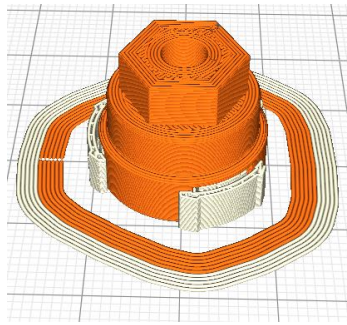
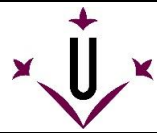


Figura 174: Eix de la roda obtingut mitjançant impressió 3D



Figura 175: Eix de la roda obtingut mitjançant impressió 3D

Eix d'entrada al reductor: Aquest eix estava previst de realitzar-se amb alumini mitjançant mecanització, però per qüestions de temps i per les dimensions de l'eix que n'asseguren una alta resistència, es deixa en PLA. En la Figura 176 es mostra de forma virtual com quedaria la peça un cop impresa. El programa detallava un temps d'impressió necessari de 20'. S'ha imprès en aquesta orientació per tenir millor definició en els suports dels rodaments. En la Figura 177 es mostra el resultat obtingut (tot i que al programa es vegi amb color taronja per tenir millor contrast amb el suport, s'ha imprès en color blanc).

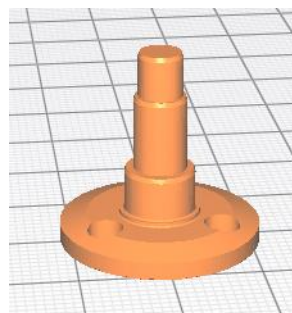


Figura 176: Eix d'entrada al reductor obtingut mitjançant impressió 3D

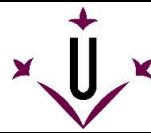


Figura 177: Eix d'entrada al reductor obtingut mitjançant impressió 3D

Elements fabricats amb mecanització d'alumini

Prèviament s'ha definit que els eixos es realitzarien mitjançant mecanització d'alumini, però en l'apartat anterior s'ha definit que l'eix de la roda i l'eix d'entrada al reductor es farien, de moment, en PLA. Així doncs, els altres 2 eixos realitzats prèviament amb PTC Creo, en format .prt, s'acoten en plànols realitzats amb mateix programa i posteriorment s'envien els mateixos al centre de mecanitzat.

Es mostren les imatges de les peces obtingudes en la Figura 178 i en la Figura 179, negligint els plànols, els quals s'adjunten en el document destinat a tal fi.



Figura 178: Imatge de l'eix d'entrada al bogie obtingut mecanitzant alumini



Figura 179: Imatge d'un dels eixos d'entrada a la corretja del bogie obtingut mecanitzant alumini



Conjunt final

Un cop realitzades les peces, s'adjunten les imatges del procés de construcció del disseny final.

En la Figura 180, Figura 181, Figura 182 i Figura 183 es mostren els conjunts corresponents als arbres de transmissió necessaris.



Figura 180: Imatge de l'arbre de transmissió corresponent a l'entrada del bogie



Figura 181: Imatge de l'arbre de transmissió corresponent a l'entrada de la corretja del bogie



Figura 182: Imatge de l'arbre de transmissió corresponent a l'entrada del reductor, amb el suport del rodament inclòs

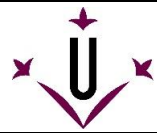


Figura 183: Imatge de l'arbre de transmissió corresponent a l'entrada del reductor i de la roda, amb el reductor entremig i el suport del rodament d'entrada al reductor

De la Figura 184 a la Figura 189 es mostren imatges del muntatge del prototip.



Figura 184: Imatge de la base del bogie amb els rodaments de la roda i els seus suports corresponents instal·lats



Figura 185: Imatge posterior a la Figura 184 on es mostra la instal·lació de l'eix de la roda i la llanta

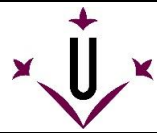


Figura 186: Imatge de la part interior de la base del bogie amb els rodaments dels eixos centrals instal·lats, també amb el reductor planetari i l'eix d'entrada al reductor instal·lats



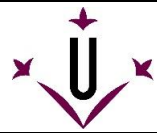
Figura 187: Imatge posterior a Figura 186 on es mostra l'interior del bogie amb els eixos d'entrada al reductor i els suports dels seus rodaments instal·lats



Figura 188: Imatge posterior a Figura 187 on es mostra la instal·lació dels eixos d'entrada a la corretja del bogie i les corretges



Figura 189: Imatge posterior a Figura 188 on es mostren tots els eixos instal·lats



En la Figura 190, Figura 191 i Figura 192 es mostra el disseny final construït des de diverses vistes.



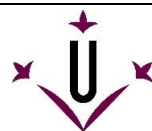
Figura 190: Imatge posterior a Figura 189 on es mostra el vehicle amb els pneumàtics muntats i la tapa instal·lada



Figura 191: Imatge del disseny acabat des de la vista oposada a la Figura 190



Figura 192: Imatge en vista superior del disseny acabat



9. Planificació

En la Taula 44 es mostra el Gantt actualitzat al final d'aquest projecte, mostrant de forma aproximada les dates d'inici i final de cada part. Els gràfics corresponents es mostren en la Figura 193 i en la Figura 194.

	Nombre de tarea	Duración	Comienzo	Fin
1	Proposta Treball	14 días	mié 12/09/18	dom 30/09/18
2	Redacció memoria	188 días	lun 01/10/18	mié 19/06/19
3	Estudi Requisits de disseny i Nombre de motors	45 días	lun 01/10/18	vie 30/11/18
4	Disseny 3D possibles solucions	87 días	sáb 01/12/18	dom 31/03/19
5	Càlculs rodaments	11 días	lun 15/04/19	dom 28/04/19
6	Redacció annex	11 días	lun 29/04/19	dom 12/05/19
7	Realització plànols	11 días	lun 13/05/19	dom 26/05/19
8	Realització resum	5 días	lun 27/05/19	vie 31/05/19
9	Proves impressió 3D	76 días	lun 07/01/19	dom 21/04/19
10	Construcció conjunt final	42 días	lun 22/04/19	mar 18/06/19

Taula 44: Fases del projecte amb data d'inici i final aproximada

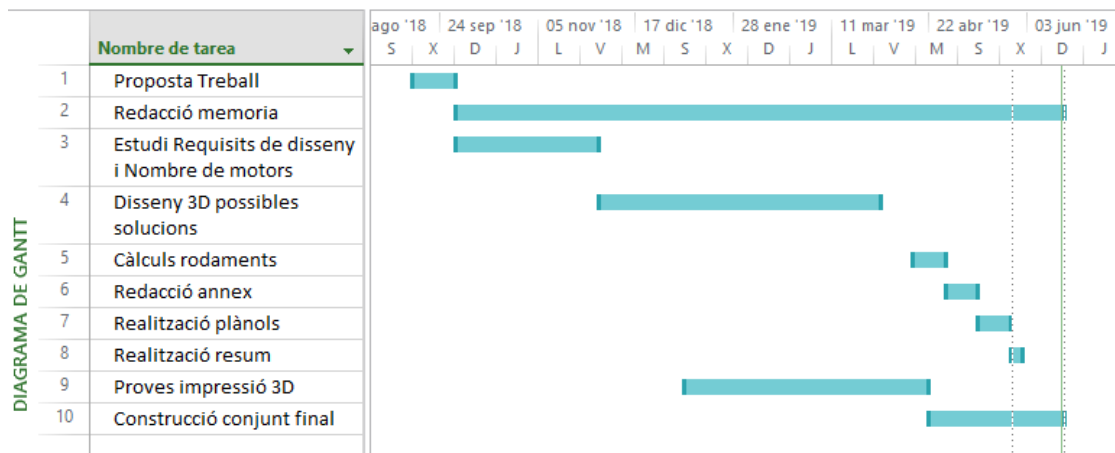


Figura 193: Gantt de forma més comprimida, amb els títols de cada part

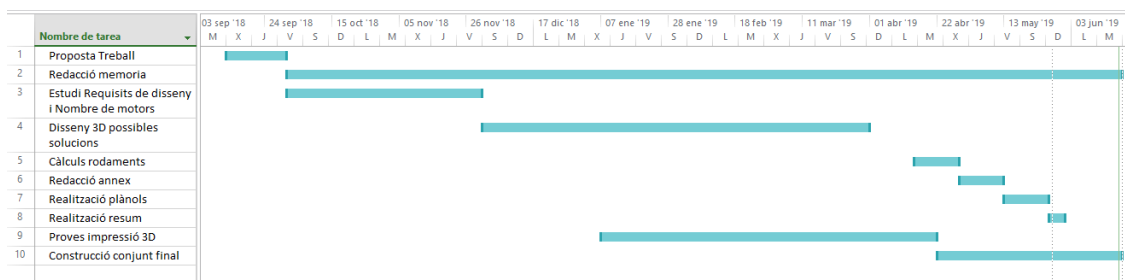


Figura 194: Gantt vist de forma més extensa

10. Conclusions i valoracions

Aquest treball finalment ha acabat definint el basculant i el mòdul a nivell d'avantprojecte. Es pretenia mostrar que es pot adaptar la transmissió proposada de forma factible amb una carcassa suposadament resistent, permetent així un correcte funcionament del vehicle amb la proposta actual. Ambdós elements seria bo de construir i realitzar els càlculs corresponents per verificar que el disseny és correcte.

Ahora, en quant als motors s'ha treballat amb valors de potència nominal, fet que ha provocat un sobre dimensionament del mateix. En futurs aspectes a estudiar del projecte on s'inclou aquest treball fora millor d'estudiar les possibilitats de sobrepassar la potència nominal de motors elèctrics per moments puntuals, permetent així un motor més reduït per a aquest primer prototip.

El treball desenvolupat durant tot el curs 2018/2019 sorgeix d'una proposta del tutor del treball després de comunicar-li l'interès de realitzar amb ell el treball final de grau. El treball de bon principi ja semblava un repte complicat, però ha acabat sent un repte més dur de l'esperat de superar. Tot i el repte, es valora molt positivament tot l'aprenentatge i l'experiència rebuda en l'estudi de solucions dels problemes que sorgeixen durant un projecte.

Quan un estudiant arriba a l'últim any de carrera és perquè ja ha rebut formació en molts camps de dins de la carrera en qüestió, i el treball final de grau és on s'ha d'aplicar tots els coneixements rebuts i és on es veu com és el món real més enllà de la teoria rebuda prèviament a l'hora d'implementar-ho. Durant el desenvolupament del treball s'ha après a adaptar-se als elements comercials, en pensar més enllà de la realització del disseny pensant en com poder-lo muntar posteriorment, en com utilitzar les eines a disposició de forma correcta, en adaptar-se al programa requerit per a cada eina i com treballar de forma organitzada i metòdica.

S'ha procurat realitzar aquest treball de forma explicativa, organitzada i el màxim detallada possible. És evident que a aquestes altures de formació no es té encara suficient capacitat en la realització de documents tècnics per poder realitzar-los d'una forma professional, tot i així s'ha intentat realitzar de la forma més professional possible. Aquest treball ha servit per iniciar-se al desenvolupament de projectes tècnics fins al punt de convertir-se en un punt d'inflexió per l'autor en aquest aspecte.

A nivell personal, valoro positivament tot el desenvolupament del treball, de forma més efusiva els resultats obtinguts de l'anàlisi de solucions i de la part d'implementació, i de forma menys positiva el no haver pogut fabricar també el basculant per qüestions de temps i problemes amb la impressora 3D, la qual ha impedit realitzar bé algunes peces en moltes ocasions. També valoro molt positivament haver-me pogut iniciar en impressió 3D i aprendre de forma més individual en torn, fresa i altres mètodes de fabricació.

Finalment, a nivell personal i conforme a l'experiència durant el desenvolupament del treball, considero personalment que si es tingués que repetir des de zero el treball proposaria una escala major per a l'estudi, ja que el principal problema en fabricació ha estat relacionada amb les petites dimensions del conjunt. Les petites dimensions d'alguns eixos ha comportat que algunes peces s'hagin tingut que repetir més de 10 vegades en el torn per poder-les fabricar sense que es trenquin a mig procés, com a exemple.

11. Agraïments

Un cop finalitzat aquest treball, primer de tot agrair al tutor del treball, Joan Roca Enrich, per totes les hores que ha destinat supervisant i col·laborant amb el desenvolupament d'aquest treball, resolent dubtes en tot moment i ensenyant a utilitzar els estris a disposició de l'autor del present treball.

Agrair també a Ricard Vicente Martínez i Miquel Nogués Aymami l'ajuda i implicació en la fabricació de peces necessàries en el disseny i al Martí Comellas Andrés l'ajuda en la resolució de dubtes amb el programa PTC Creo utilitzat pel disseny 3D.

Finalment, agrair al grup Sustainable Energy Machinery and Buildings del CREA l'oportunitat de realitzar el treball com a becari en el laboratori de mecànica, disposant en tot moment de tots els estris necessaris per a desenvolupar el treball.